

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vliv budící frekvence hydrogenerátoru na chování hydraulického
obvodu

Influence of Excitation Frequency of Hydraulic Pump on Behaviour
of Hydraulic System

Student:

Daniel Woron

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student:

Daniel Woron

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Vliv budicí frekvence hydrogenerátoru na chování hydraulického obvodu
Influence of Excitation Frequency of Hydraulic Pump on Behaviour of Hydraulic System

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši v dané oblasti.
2. Změřte vlastnosti vybraných hydraulických systémů pro různé hodnoty budicí frekvence hydrogenerátoru.
3. Zpracujte naměřené závislosti a vyhodnoťte chování obvodů při změně budicí frekvence.
4. Citujte použitou literaturu.

Seznam doporučené odborné literatury:

EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1991. 344 s. ISBN 3-8023-0619-8.
HRUŽÍK, L. *Experimentální úlohy v tekutinových mechanizmech*. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 2008. 61 s. ISBN 978-80-248-1912-9.
SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
DORR, H.; EWALD, R.; HUTTER, J.; KRETZ, D.; LIEDHEGENR, F.; SCHMITT, A. *The Hydraulic Trainer Volume 2 – Proportional and Servo Valve Technology*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1986.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 13. 5. 2015

.....
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 13.5.2015



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Daniel Woroň

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostrava Mariánské Hory

Anotace bakalářské práce

WORONĚ, D. *Vliv budící frekvence hydrogenerátoru na chování hydraulického obvodu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2015, 50 s. Vedoucí práce: Vašina, M.

Bakalářská práce se zabývá dynamickými vlastnostmi hydraulických systémů. V teoretické části jsou popsány základní vlastnosti kapalin, metody stanovování vlastní frekvence hydraulického systému a základní poznatky o hluku a vibracích. Experimentální část práce obsahuje popis hydraulického obvodu, který se skládal z hydrogenerátoru, škrticího ventilu, průtokoměru a pojistného ventilu. V průběhu měření byl zaznamenáván tlak, průtok a otáčky pomocí měřicího systému M5050 Hydrotechnik. Dále byl v okolí systému měřen hluk pomocí hlukoměru VOLCRAFT SL-400 a vibrace pomocí vibrometru EXTECH 407860. Výsledky měření jsou graficky a tabulkově zpracovány a vyhodnoceny.

Annotation of bachelor thesis

WORONĚ, D. *Influence of Excitation Frequency of Hydraulic Pump on Behaviour of Hydraulic System: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, 2015, 50 p. Thesis head: Vašina, M.

Bachelor thesis deals with dynamic characteristic of hydraulic devices. In theoretical part there are described characteristics of liquids, methods of identifying excitation frequency of hydraulic system and some basic knowledge about noise and vibrations. Experimental part contains a description of hydraulic circuit, which was consisted of hydraulic pump, throttle valve, safety valve and flow meter. During the measurements were recorded pressure, flow and speed using the measuring system M5050 Hydrotechnik. Furthermore the noise was measured around the system by sound level meter VOLCRAFT SL-400 and vibration using vibrometer EXTECH 407860. The results of measurement are graphically and table processed and evaluated.

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D., za cenné připomínky, odborné rady a čas strávený při měření a konzultacích této bakalářské práce.

Obsah

Seznam značek a symbolů.....	9
1 Úvod.....	12
2 Teoretická část.....	13
2.1 Vlastnosti kapalin.....	13
2.1.1 Modul pružnosti	14
2.1.2 Viskozita.....	14
2.2 Metody stanovení vlastní frekvence.....	15
2.3. Empirické vztahy.....	16
2.3.1 Přímočaré hydromotory.....	16
2.3.2 Rotační hydromotory.....	18
2.4 Matematické modelování	19
2.4.1 Laplaceova transformace.....	20
2.4.2 Počítačová simulace	21
2.4.3. Elektrická analogie hydraulických systémů	21
2.4.4 Příklad elektrické analogie hydraulických obvodů	23
2.5 Experimentální měření	24
2.6. Hluk a vibrace	25
2.6.1 Decibelové veličiny	25
2.6.2 Váhové filtry	26
2.6.3 Mechanické vibrace.....	26
3. Experimentální část.....	28
3.1 Schéma obvodu	28
3.2 Měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik	30
3.3 Postup měření.....	30
3.4 Výsledky měření	33
3.4.1 Hluk a vibrace	34
4.3.2 Tlak a průtok	42

4.3.3 Perioda tlakových kmitů.....	46
4. Závěr.....	48
Seznam použité literatury.....	50

Seznam značek a symbolů

a – zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

c – rychlost šíření zvuku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

C_H – hydraulická kapacita [$\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^2$]

D – odpor proti deformaci [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-4} \cdot \text{s}^{-2}$]

f – frekvence [Hz]

F – síla [N]

$F_{xy}(s)$ – přenos soustavy

$F(s)$ – Laplaceův obraz funkce $f(t)$

$g(s)$ – čítec

$G(s)$ – jmenovatel

$G(m)$ – spektrální výkonová hustota

i – imaginární jednotka

J_M – moment setrvečnosti hydromotoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

K – modul pružnosti [Pa]

k_h – hydraulická tuhost [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

l – délka [m]

L_a – hladina zrychlení vibrací [dB]

L_H – hydraulický odpor proti zrychlení [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}$]

L_p – hladina akustického tlaku [dB]

L_{pA} – hladina akustického tlaku vážená filtrem typu A [dB]

L_v – hladina akustické rychlosti [dB]

L_W – hladina akustického výkonu [dB]

m – hmotnost [kg]; celé číslo

m_{red} – redukovaná hmotnost [kg]

n – počet, otáčky [s^{-1}]

N – délka bloku dat

p – tlak [Pa]

P – výkon [W]

Q – průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]

R_H – hydraulický odpor portu pohybu [$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-4}$]

s – komplexní parametr

s_k – pól přenosu

S – plocha [m^2]

$S(m)$ – spektrum

ŠV – škrťící ventil

t – reálná proměnná; čas [s]

T – perioda [s]

v – rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

V – objem [m^3]

V_{gm} – geometrický objem hydromotoru [m^3]

$X(s)$ – Laplaceův obraz funkce $x(t)$

y – výstupní veličina; výchylka [m]

$Y(s)$ – Laplaceův obraz funkce $y(t)$

α_k – reálná složka pólu přenosu

β_p – součinitel stlačitelnosti kapalin [Pa^{-1}]

η – dynamická viskozita [$\text{Pa} \cdot \text{s}^{-1}$]

λ – vlnová délka [m]

ν – kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ – hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

τ – tečné napětí [Pa]

φ – počáteční úhel [rad]

ω_k – imaginární složka pólu přenosu

ω – úhlová frekvence [Hz]

1 Úvod

Hydraulické systémy jsou v dnešní době hojně využívány v širokém spektru průmyslových odvětví např. ve stavebnictví, zemědělství, dopravě, těžkém průmyslu atd. Mezi základní kritéria při výběru hydraulického zařízení patří kromě technických parametrů také cena a životnost. Životnost výrazně ovlivňují filtry a filtrační systémy, které jsou nedílnou součástí každého hydraulického systému. Další kritérium, které ovlivňuje návrh a provoz hydraulických zařízení, jsou dynamické vlastnosti. Nové hydraulické prvky přinášejí do systémů množství tlakových a průtokových kmitů. Ty snižují životnost a funkčnost jednotlivých prvků. Obvody jsou trvale dynamicky namáhány. Kmitání je také výrazným zdrojem nežádoucího hluku a vibrací.

Cílem práce je prozkoumat chování jednoduchého hydraulického obvodu při změnách tlaku v systému a otáček hydrogenerátoru.

Hydraulický obvod se skládal z hydrogenerátoru, pojistného a škrťacího ventilu a průtokoměru. K zaznamenávání tlaku, průtoku a otáček byl použit měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik. Dále byl měřen hluk a vibrace vydávané systémem.

V teoretické části jsou shrnuty poznatky o základních vlastnostech kapalin, o stanovování vlastní frekvence systému a o hluku a vibracích. V praktické části jsou graficky a tabulkově zpracovány výsledky měření.

2 Teoretická část

Hydraulický mechanismus je přístroj, který umožňuje přenos energie a informace. Mechanismy můžeme dělit:

- podle nositele energie – tekutina, pevné části, elektrické částice
- podle druhu energie – tlaková, deformační, kinetická, tepelná
- podle charakteru pohybu nositele energie – stejnosměrný nebo kmitavý charakter
- podle požadavků daných technologickým procesem

Hydraulický systém je tekutinový mechanismus, jehož nositel energie je kapalina, kterou je v převážné většině případů olej.

Hydraulický mechanismus obsahuje tři základní prvky:

- Hydrogenerátor – vstupní převodník, který mění mechanickou energii na tlakovou.
- Hydromotor – výstupní převodník, který mění tlakovou energii zpět na mechanickou.
- Třetí část představuje přenosový kanál neboli hydraulické vedení, který oba převodníky spojuje.

Hydraulické mechanismy dále obsahují filtry a množství řídicích prvků, například rozváděče a ventily [1], [2].

2.1 Vlastnosti kapalin

Kapaliny jsou základním prvkem hydraulických systémů. Abychom mohli systém navrhout a provozovat bezpečně a bez závad, musíme znát základní vlastnosti kapalin. Mezi fyzikální vlastnosti patří například hustota, tepelná roztažnost, modul pružnosti a viskozita. Poslední dvě zmiňované vlastnosti budou blíže přiblíženy v následujících kapitolách. Důležité jsou také chemické a ekologické vlastnosti. Mezi chemické vlastnosti patří například body vzplanutí, hoření a samovznícení nebo oxidační stálost. Nevhodné zvolení pracovní kapaliny může také zkrátit životnost mechanismu [3].

2.1.1 Modul pružnosti

Stlačitelnost kapaliny lze vyjádřit pomocí modulu objemové pružnosti kapalin K . Při rychlém stlačování kapalin dochází k adiabatickému ději. Při pomalém k izotermickému ději. Modul pružnosti můžeme definovat jako sečný nebo tečný:

$$K_s = V_0 \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (1)$$

$$K_t = V \cdot \frac{\partial p}{\partial V} \quad (2)$$

Kde $\Delta V = V_0 - V$, což je rozdíl mezi původním objemem kapaliny a objemem po stlačení.

U minerálních olejů platí, že $\frac{K_t}{K_s} = 1,13$, totéž platí pro poměr adiabatického a izotermického modulu pružnosti $\frac{K_{ad}}{K_{it}} = 1,13$. Používat čtyři moduly pružnosti by bylo v praxi velmi chaotické, a proto byl zaveden statický modul pružnosti K_s , který odpovídá sečnému izotermickému modulu pružnosti a dynamický modul pružnosti K_d , který odpovídá tečnému adiabatickému modulu pružnosti.

Převrácená hodnota modulu pružnosti je rovna součiniteli stlačitelnosti kapalin β_p :

$$\beta_p = \frac{1}{K} \quad (3)$$

Stlačitelnost je schopnost kapaliny zmenšit svůj objem při zvýšení tlaku. Hodnoty součinitele stlačitelnosti, respektive modulu pružnosti nejsou konstantní. Závisí na teplotě, tlaku a také na množství volného nerozpuštěného vzduchu v kapalině. S rostoucím tlakem modul pružnosti roste, naopak s rostoucí teplotou a zvyšujícím se množstvím volného vzduchu modul pružnosti klesá. Navíc s rostoucím množstvím volného vzduchu přestává být kapalina homogenním prostředím a vzniká suspenze plynu v kapalině.

Při výpočtech musíme počítat s tím, že neznáme přesný obsah vzduchu v oleji, a že tím bude modul pružnosti ovlivněn [3].

2.1.2 Viskozita

Viskozita určuje míru vnitřního tření kapalin. Mezi vrstvami kapaliny vzniká tečné napětí τ , které se vypočítá z Newtonova zákona viskozity:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad (4)$$

Kde η je dynamická viskozita a $\frac{du}{dy}$ je gradient rychlosti. Tento zákon platí pouze pro newtonské kapaliny v oblasti laminárního proudění. Dynamickou viskozitu můžeme z Newtonova zákona vyjádřit:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (5)$$

Vedle dynamické viskozity existuje také kinematická viskozita ν , kterou získáme podělením dynamické viskozity hustotou:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (6)$$

Viskozita kapalin je výrazně závislá na teplotě. Pracovní kapalina se při provozu systému zahřívá a její viskozita se snižuje. S klesající viskozitou:

- klesají tlakové ztráty
- rostou průtokové ztráty
- zhoršují se mazací schopnosti

Viskózní třídy určují viskozitu při teplotě 40°C. Optimální viskozita pro provoz hydraulických mechanismů je $16 \div 36 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-2}$. Pro volbu oleje se používají viskózní křivky, které vyjadřují závislost kinematické viskozity na teplotě [3].

2.2 Metody stanovení vlastní frekvence

Důležitou vlastností, která charakterizuje dynamické vlastnosti hydraulického systému, je vlastní frekvence. Vlastní frekvence hydraulického systému nesmí být rovna budicí frekvenci systému, neboť by mohly začít vznikat nekontrolovatelné kmity, které by v extrémním případě mohly skončit havárií systému. Proto musíme předcházet vzniku tlakových špiček, abychom zajistili bezporuchový provoz hydraulického systému.

Existují tři metody pro stanovení vlastní frekvence:

- empirické vztahy
- matematické modelování
- experimentální měření

2.3. Empirické vztahy

V průběhu navrhování hydraulických systémů většinou neznáme všechny parametry potřebné k vypočítání vlastní frekvence pomocí empirických vztahů. Mezi proměnné parametry patří například viskozita oleje nebo mechanické tření. Proto v průběhu projekčních prací počítáme pouze přibližné hodnoty vlastních frekvencí, které odpovídají jistým provozním podmínkám.

2.3.1 Přímočaré hydromotory

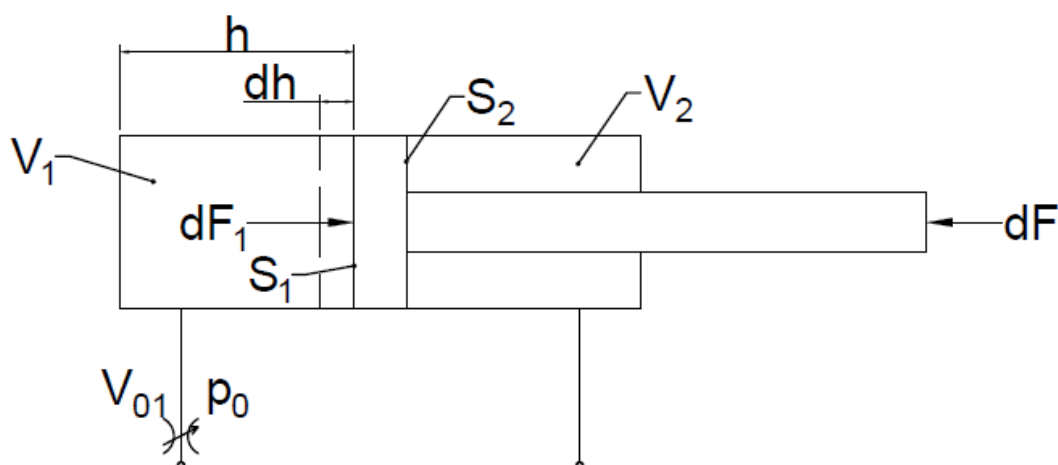
Při výpočtu vlastní frekvence přímočarých hydromotorů potřebujeme znát statickou (nebo také hydraulickou) tuhost k_h , která je obecně definovaná vztahem:

$$k_h = \frac{dF}{dh} \quad (7)$$

Další postup výpočtu závisí na konstrukčním provedení hydromotorů. Záleží především, jestli má hydromotor jednu nebo dvě pístnice a jestli jsou oba pracovní kanály pod tlakem. Níže budou popsány tyto tři případy:

- motor s jednostrannou pístnicí a minimálním tlakem ve výstupním kanálu
- motor s jednostrannou pístnicí a tlakovým přepětím v obou pracovních kanálech
- motor s oboustrannou pístnicí a tlakovým přepětím v obou pracovních kanálech

Motor s jednostrannou pístnicí a minimálním tlakem ve výstupním kanálu



Obr. 2.1 Motor s jednostrannou pístnicí a minimálním tlakem ve výstupním kanálu [1]

Pro statickou tuhost platí vztah:

$$k_h = D_1 \cdot S_1^2 \quad (8)$$

Odpor proti deformaci D_i se obecně vypočítá ze vztahu:

$$D_i = \frac{K}{V_i + V_{0i}} \quad (9)$$

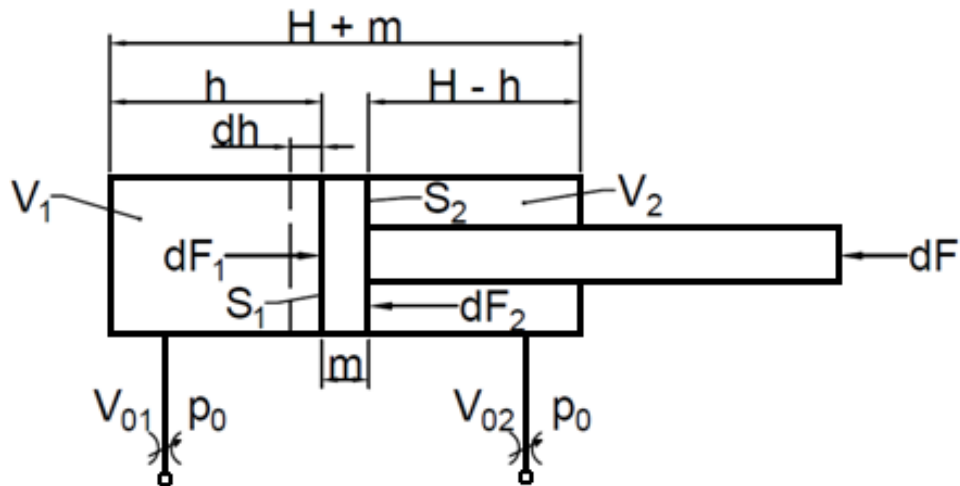
Vlastní frekvenci f_0 pak vypočítáme ze vztahu:

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_h}{m_{red}}} \quad (10)$$

Po dosazení do všech rovnic vypočteme vlastní frekvenci jako:

$$f_0 = \frac{S_1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m_{red} \cdot (V_1 + V_{01})}} \quad (11)$$

Motor s jednostrannou pístnicí a tlakovým přepětím v obou pracovních kanálech



Obr. 2.2 Motor s jednostrannou pístnicí a tlakovým přepětím v obou pracovních kanálech [1]

U rovnováhy sil na pístu platí vztah:

$$dF + dF_2 = dF_1 \quad (12)$$

Statická tuhost se vypočte ze vztahu:

$$k_h = D_1 \cdot S_1^2 + D_2 \cdot S_2^2 = Dr_1 \cdot S_1^2 \quad (13)$$

Kde Dr_1 je redukovaný odpor proti deformaci, který se vztahuje na plochu S_1 , a vypočítá se ze vztahu:

$$Dr_1 = D_1 + D_2 \cdot \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2 = \frac{K}{V_1 + V_{01}} + \frac{K}{V_2 + V_{02}} \cdot \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2 \quad (14)$$

Výslednou vlastní frekvenci pak získáme ze vztahu:

$$f_0 = \frac{S_1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m_{red} \cdot (V_1 + V_{01})} + \frac{K}{m_{red} \cdot (V_2 + V_{02})} \cdot \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2} \quad (15)$$

Motor s oboustrannou pístnicí a tlakovým přepětím v obou pracovních kanálech

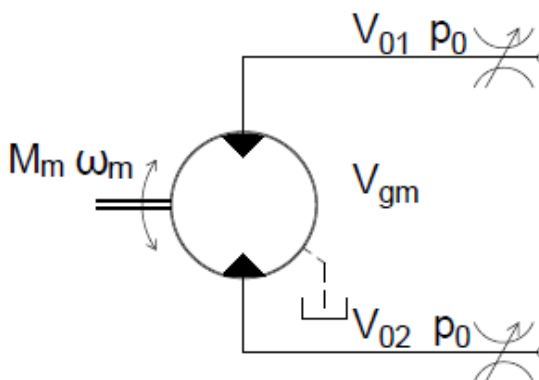
V tomhle případě se $S_1 = S_2 = S_m$, kde S_m je průřez plochy mezikruží. Statická tuhost se potom vypočte jako:

$$k_h = (D_1 + D_2) \cdot S_m^2 = \left(\frac{K}{V_1 + V_{01}} + \frac{K}{V_2 + V_{02}} \right) \cdot S_m^2 \quad (16)$$

Výsledná vlastní frekvence se vypočítá obdobně jako v předchozích případech:

$$f_0 = \frac{S_m}{2\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K}{V_1 + V_{01}} + \frac{K}{V_2 + V_{02}} \right) \cdot \frac{1}{m_{red}}} \quad (17)$$

2.3.2 Rotační hydromotory



Obr. 2.3 Rotační hydromotor [1]

U hydromotorů s rotačním pohybem se vyskytují dva případy zapojení:

- a) výstupní kanál s minimálním tlakem
- b) oba kanály s tlakovým přepětím

Rotační hydromotor s minimálním tlakem ve výstupním kanálu

Pro statickou tuhost platí vztah:

$$k_h = D_1 \cdot \left(\frac{V_{gm}}{2\pi} \right)^2 \quad (18)$$

Je vidět, že vztah pro statickou tuhost u přímočarých a rotačních hydromotorů se liší takzvaným koeficientem úměrnosti S_1^2 a $\left(\frac{V_{gm}}{2\pi}\right)^2$.

Odpor proti deformaci D_i se obecně vypočítá ze vztahu:

$$D_i = \frac{K}{0,5 V_{gm} + V_{0i}} \quad (19)$$

Vlastní frekvenci rotačního hydromotoru určíme podle vztahu:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_h}{J_m}} \quad (20)$$

Po dosazení do všech rovnic vypočteme vlastní frekvenci jako:

$$f_0 = \frac{V_{gm}}{4\pi^2} \cdot \sqrt{\frac{K}{J_M \cdot (0,5 V_{gm} + V_{01})}} \quad (21)$$

Rotační hydromotor s tlakovým přepětím v obou kanálech

Pro statickou tuhost platí vztah:

$$k_h = (D_1 + D_2) \cdot \left(\frac{V_{gm}}{2\pi}\right)^2 \quad (22)$$

Výsledná vlastní frekvence:

$$f_0 = \frac{V_{gm}}{4\pi^2} \cdot \sqrt{\frac{K}{J_M \cdot (0,5 V_{gm} + V_{01})} + \frac{K}{J_M \cdot (0,5 V_{gm} + V_{02})}} \quad (23)$$

[1], [4], [5].

2.4 Matematické modelování

Matematické modelování je druhou metodou pro vyšetření dynamických vlastností hydraulických systémů. Cílem metody je určit vhodné matematické modely hydraulických prvků. Tyto modely lze vyjádřit rovnicemi:

- algebraickými
- obyčejnými diferenciálními
- parciálními diferenciálními

Rovnice vycházejí ze všech fyzikálních jevů, které se v systému vyskytují. Vystihnout však naprosto všechny fyzikální děje a přesně je matematicky popsat je prakticky nemožné, proto je nutné z fyzikálních dějů vytvářet zjednodušené matematické modely, které se musí co jak nejvíce přibližovat realitě. Toho lze dosáhnout například linearizací odporu proti pohybu, nebo předpokládáním konstantní teploty za provozu.

Matematické modely můžeme řešit:

- algebraicky – pomocí Laplaceovy transformace
- numericky – pomocí vhodného počítačového programu

2.4.1 Laplaceova transformace

Laplaceovu transformaci lze použít pouze pro lineární systémy. Pokud systém není lineární, je třeba ho linearizovat. Podstata Laplaceovy transformace spočívá v převedení soustavy diferenciálních rovnic na soustavu lineárních algebraických rovnic.

Funkce komplexní proměnné $F(s)$ je Laplaceovým obrazem funkce $f(t)$. Můžeme ji vyjádřit vztahem:

$$F(s) = L\{f(t)\} = \int_0^{\infty} f(t) \cdot e^{-st} dt \quad (24)$$

Rovnice pro přenos soustavy:

$$F_{xy}(s) = \frac{L\{y(t)\}}{L\{x(t)\}} = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{g(s)}{G(s)} \quad (25)$$

Stabilitu soustavy můžeme zjistit položením jmenovatele $G(s) = 0$ a stanovením pólů přenosu:

$$s_k = \alpha_k \pm i \cdot \omega_k \quad (26)$$

Reálná složka α_k určuje stabilitu soustavy. Mohou nastat tři případy:

- $\alpha_k < 0$ – Soustava je stabilní a výstupní veličina se ustálí v nové rovnovážné poloze.
- $\alpha_k = 0$ – Soustava se nachází na hranici stability. Výstupní veličina neustále kmitá.
- $\alpha_k > 0$ – Soustava je nestabilní, hodnota výstupní veličiny neustále vzrůstá.

Z imaginární složky můžeme vypočítat vlastní frekvenci systému podle známého vztahu:

$$f_0 = \frac{\omega_k}{2\pi} \quad (27)$$

2.4.2 Počítačová simulace

Počítačové programy jsou dnes nedílnou součástí navrhování i vyšetřování dynamických vlastností hydraulických prvků a systémů. Modelováním prvků získáme soustavy rovnic, které můžeme vypočítat pomocí speciálních programů, například: Matlab, Mathcad, Simulink, Dynast, Flowmaster, Sipro aj.

Mezi hlavní výhody počítačové simulace patří přehlednost, bezpečnost a nízké náklady [4], [5].

2.4.3. Elektrická analogie hydraulických systémů

Díky elektrohydraulické analogii můžeme zkoumat hydraulické prvky a systémy pomocí elektrických obvodů. Tlak p v hydraulice odpovídá napětí U . Průtok Q_v odpovídá proudu I . Z těchto základních veličin jsou definovány odpory:

- Hydraulický odpor proti pohybu R_H
- Hydraulická indukčnost L_H – odpor proti zrychlení
- Hydraulická kapacita C_H – převrácená hodnota odporu proti deformaci

Odpor proti pohybu

Hydraulický odpor proti pohybu představuje třecí a místní odpory při proudění kapaliny. Při laminárním proudění odpovídají odpory kapaliny ohmickému odporu v elektrickém obvodu. U turbulentního proudění je odpor kvadraticky závislý na průtoku, proto je nutné ho linearizovat. Výsledky jsou pak ale přesné jen v oblasti, kde jsou odchylky mezi kvadratickým a linearizovaným průběhem malé.

Hydraulický odpor proti pohybu můžeme odvodit z rovnice pro tlakový spád:

$$\Delta p = R \cdot Q_v^n \quad (28)$$

Kde n závisí na typu proudění – pro laminární proudění $n = 1$ a pro vyvinuté turbulentní proudění $n = 2$.

Hydraulický odpor proti pohybu pro laminární proudění je potom dán vztahem:

$$R_H = \frac{\Delta p}{Q_v} \quad \text{nebo} \quad R_H = \frac{d(\Delta p)}{dQ_v} \quad (29)$$

Hydraulická indukčnost

Hydraulická indukčnost představuje odpor kapaliny vůči zrychlení. Vzorec pro odpor proti zrychlení u přímočarého pohybu odvodíme z vodorovného potrubí délky l a průřezu S , kde síla F je dána vztahem:

$$F = \Delta p \cdot S = m \cdot a = m \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{m}{S} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (30)$$

Tlakový spád pak určíme jako:

$$\Delta p = \frac{F}{S} = \frac{m}{S^2} \cdot \frac{dQ_v}{dt} = L_H \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (31)$$

Hydraulickou indukčnost můžeme dále upravit:

$$L_H = \frac{m}{S^2} = \frac{\rho \cdot S \cdot l}{S^2} = \frac{\rho \cdot l}{S} \quad (32)$$

Podobně se dá odvodit i odpor proti zrychlení u rotačního pohybu, musí se ale vycházet z momentových rovnic. Výsledná hydraulická indukčnost u rotačního pohybu se vypočítá ze vztahu:

$$L_H = \left(\frac{2\pi}{V_t} \right)^2 \cdot J \quad (33)$$

Odpor proti deformaci

Odpor proti deformaci vypočítáme ze vztahu:

$$D_H = \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (34)$$

nebo

$$D_H = \frac{d(\Delta p)}{d(\Delta V)} = \frac{\frac{d(\Delta p)}{dt}}{\frac{d(\Delta V)}{dt}} = \frac{\frac{dp}{dt}}{\frac{dV}{dt}} = \frac{dp}{Q_v} \quad (35)$$

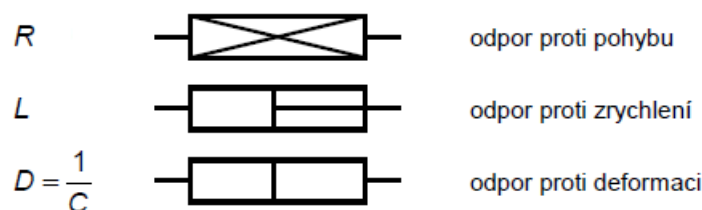
Hydraulická kapacita je převrácená hodnota odporu proti deformaci:

$$C_H = \frac{1}{D_H} = \frac{Q_v}{\frac{dp}{dt}} = \frac{dV}{dp} \quad (36)$$

Odpor proti deformaci se neprojevuje pouze u kapalin, ale také u plynů, pružin, ventilů a akumulátorů.

2.4.4 Příklad elektrické analogie hydraulických obvodů

Podle lineární teorie odporů představují hydraulické odpory dvojpóly s dokonale těsným přenosovým kanálem. Proto platí, že průtok na vstupu a výstupu je stejný. Pro odpory platí následující označení:



Obr 2.4 Schematické značení odporů [2], [6]

Odpory mohou být řazeny sériově, paralelně nebo kombinovaně. Při kombinovaném řazení odporů se využívá Kirchhoffových zákonů. V hydraulice platí zákon o uzlech a okruzích.

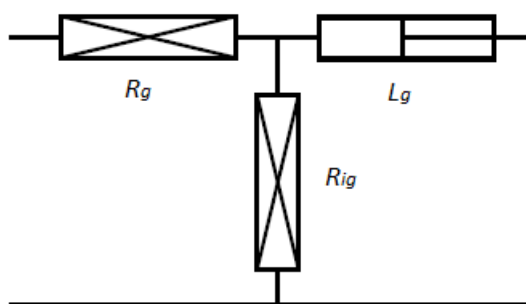
Zákon o uzlech neboli zákon zachování hmotnosti vychází z rovnice kontinuity:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0 \quad (37)$$

Zákon o okruzích neboli zákon zachování energie vychází z Bernoulliho rovnice:

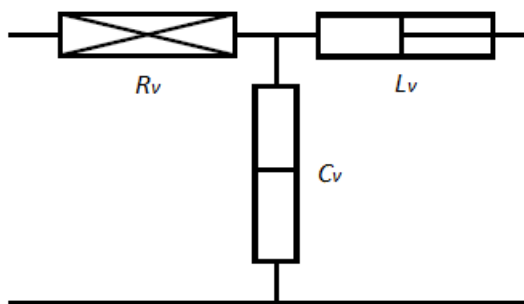
$$\sum_{i=1}^n \Delta p_i = 0 \quad (38)$$

Hydrogenerátor v elektrické analogii nahrazují tři odpory – dva odpory proti pohybu R_g a R_{ig} a odpor proti zrychlení L_g . Odpor R_g zahrnuje tlakový spád, R_{ig} vnitřní netěsnost hydrogenerátoru a odpor L_g vyjadřuje setrvačné hmoty. Naprosto stejně lze vyjádřit i rotační hydromotor.



Obr. 2.5 Elektrická analogie hydrogenerátoru [2]

Vedení lze opět nahradit třemi odpory. Odpor proti pohybu R_v vyjadřuje tlakový spád, L_v setrvačnost kapaliny a C_v zahrnuje stlačitelnost kapaliny a pružnost potrubí.



Obr. 2.6 Elektrická analogie hydraulického vedení [2]

Nepřesnost analogie však spočívá v tom, že fyzikální jevy jsou rozděleny a odehrávají se postupně. První dojde k překonání tlakových ztrát, poté k urychlení sloupce kapaliny již sníženým tlakem a nakonec ke stlačení kapaliny. Ve skutečnosti tyto děje probíhají vedle sebe. Proto je možné elektrohydraulickou analogii použít pouze u vedení krátkých délek, kde délka postupné vlny signálu je mnohem větší než délka vedení – tj. $\lambda \gg l$. Výpočty je možné zpřesnit rozložením délky vedení do několika menších úseků [2], [6].

2.5 Experimentální měření

Experimentální měření je třetí možností pro určení vlastní frekvence hydraulických systémů. Z přechodové charakteristiky, tzn. z odezvy na vstupní signál, lze určit vlastní frekvenci za předpokladu, že odezva funkce $y(t)$ kmitá kolem ustálené hodnoty s periodou T :

$$f_0 = \frac{1}{T} \quad (39)$$

V některých případech je průběh přechodové charakteristiky náhodný. Pak lze vlastní frekvenci určit pomocí Fourierovy transformace, která je dána vztahem:

$$S(m) = \frac{1}{N} \cdot \sum y(t) \cdot e^{-i \cdot \frac{2\pi}{N} \cdot n \cdot m} \quad (40)$$

kde $m = 0, 1, \dots, N - 1$

Vlastní frekvenci hydraulického systému odpovídá taková frekvence, při které je spektrální výkonová hustota $G(m)$ maximální:

$$G(m) = |S(m)|^2 \quad (41)$$

[4], [5].

2.6. Hluk a vibrace

Hluk se přenáší prostředím v podobě vlnění, šíří se přímočaře do všech směrů, pokud je prostředí homogenní a izotropní. Vlnoplocha je myšlená plocha, ke které zvuk v určitém čase dorazí. Paprsky, které určují směr šíření vln, jsou kolmé na vlnoplochy.

Při průchodu zvukové vlny prostředím se částice vychylují z rovnovážné polohy a začínají oscilovat, tím vznikají místa s vyšší a nižší hustotou částic, což má za důsledek změnu atmosférického tlaku. Tato změna tlaku se nazývá akustický tlak.

Zvuková vlna se šíří prostředím rychlostí c , která je různá pro různé druhy prostředí. Například ve vzduchu o teplotě 20°C a při tlaku 10^5 Pa je rychlost šíření zvuku $c = 343$ m/s nebo v oceli přibližně 5200 m/s.

Podle typu prostředí mohou částice kmitat ve směru šíření vlnění – pak hovoříme o podélném vlnění, nebo kolmo ke směru šíření vlnění – příčné vlnění.

Harmonické kmitání je vyvoláno pravidelným vychýlením částice z klidové polohy. Toto kmitání má sinusový průběh a jeho výchylka se vypočítá ze vztahu:

$$y = y_m \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (42)$$

Kde y_m je maximální výchylka, ω je úhlová frekvence a φ je počáteční úhel v radiánech. Úhlovou frekvenci vypočteme z periody, což je doba jednoho kmitu, nebo z frekvence, která vyjadřuje počet kmitů za jednu sekundu, podle známého vztahu:

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (43)$$

Vlnová délka odpovídá vzdálenosti dvou sousedních vrcholů sinusoidy:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (44)$$

2.6.1 Decibelové veličiny

Akustické veličiny – například akustický tlak – se v praxi mění o mnoho řádů. Pro lepší názornost byly zavedeny decibelové veličiny, které pomocí referenčních hodnot přepočítávají základní akustické veličiny na decibelové hladiny. Jejich jednotkou je decibel [dB].

Hladina akustického výkonu

$$L_W = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (45)$$

kde P_0 je referenční hodnota akustického výkonu $P_0 = 10^{-12} \text{W}$.

P je akustický výkon, který odpovídá množství přenesené akustické energie za jednotku času.

Hladina akustického tlaku

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (46)$$

kde p_0 je referenční hodnota akustického tlaku – pro vzduch $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ [7], [8], [9].

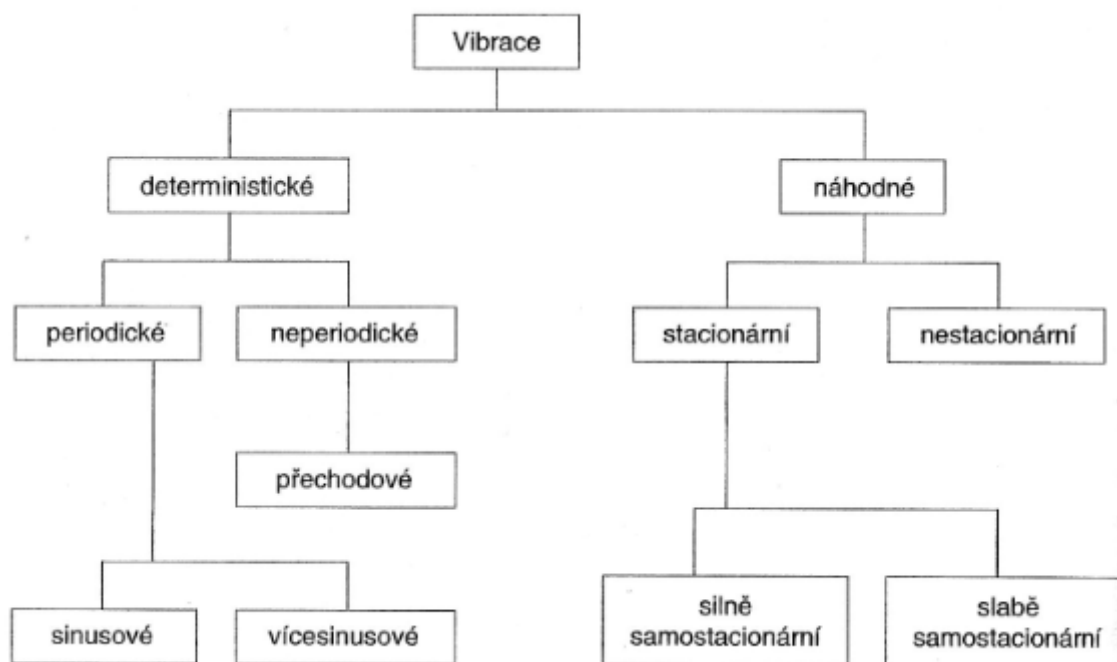
2.6.2 Váhové filtry

Lidský sluch má při různých frekvencích různou citlivost pro vnímání zvuku. Dochází tedy ke zkreslení. Proto se používají váhové filtry A, B, C, u kterých se zavádějí korekce. Ke každé změřené hodnotě hluku se pak připočítává korekce, aby to odpovídalo hluku, který slyší lidský sluchový orgán.

Hlukoměr, který byl použit v praktické části této práce, obsahuje váhový filtr typu A. Proto bude měřená hladina akustického tlaku vážená filtrem typu A označována L_{pA} . [9].

2.6.3 Mechanické vibrace

Pod pojmem vibrace rozumíme kmitání neboli oscilaci mechanické soustavy. Toto kmitání je definováno amplitudou a frekvencí. Velikost vibrací se vyjadřuje pomocí výchylky, nebo pomocí jejich derivací podle času, tzn. pomocí rychlosti a zrychlení. Rozdělení vibrací podle časového průběhu je znázorněno na obrázku 2.7.



Obr. 2.7 Rozdělení vibrací [7]

Z obrázku 2.7 je vidět, že vibrace se dělí do dvou základních skupin. Na deterministické, u kterých je možné určit okamžitou hodnotu vibrací z časového průběhu a na náhodné, u kterých to možné není.

Vibrace se podobně jako hluk vyskytují v širokém rozsahu hodnot, proto se i u vibrací používá hladinové vyjádření veličin, které je popisují [7].

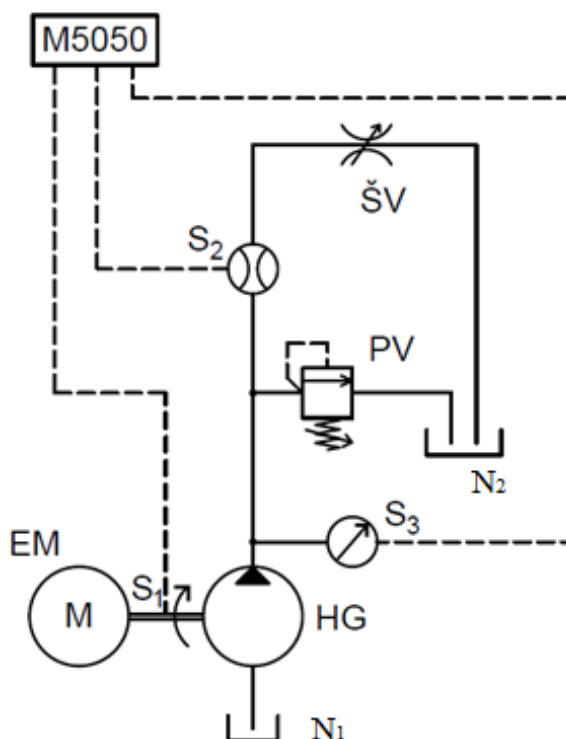
Tab. 2.1. Přepočet hladin rychlosti a zrychlení [7]

Hladina L_v, L_a [dB]	Rychlost v [m/s]	Zrychlení a [m/s ²]
0	$1 \cdot 10^{-9}$	$1 \cdot 10^{-6}$
60	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-3}$
100	$1 \cdot 10^{-4}$	0,1
120	$1 \cdot 10^{-3}$	1
160	0,1	100

3. Experimentální část

V experimentální části práce se nachází schéma hydraulického obvodu, specifikace jednotlivých prvků a přístrojů, popis obvodu, popis měření a vyhodnocení výsledků.

3.1 Schéma obvodu



Obr 3.1 Schéma obvodu

Specifikace prvků

HG	zubový hydrogenerátor neregulační, geometrický objem $V_g = 5 \text{ cm}^3$
EM	elektromotor Elektrim Cantoni Group typ Sh 90-S2, výkon 1,5 kW, otáčky $n_{max} = 2800 \text{ min}^{-1}$, účinnost 77 %, propojen s měničem otáček Rexroth Indramat Refu drive 500
PV	pojistný ventil ARON, $p_{PV} = 28 \text{ bar}$
ŠV	škrticí ventil BOSCH 0 821 200 003
S1	snímač otáček HYDROTECHNIK 3130-02-01.00

- S2 turbínkový průtokoměr RE 3-75 HYDROTECHNIK, maximální průtok $Q = 75 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, chyba měření $\pm 2,5 \%$, snímač průtoku HYDROTECHNIK
- S3 snímače tlaku PR15 HYDROTECHNIK, rozsah tlaku 0 - 200 bar, přesnost měření $\pm 0,5 \%$, po třetím měření vyměněn za stejný snímač s rozsahem 0 - 60 bar
- M5050 Měřicí systém Multi-system 5050 HYDROTECHNIK
- N₁, N₂ Nádrže
- Hadice ISO 1436 DN 12-8

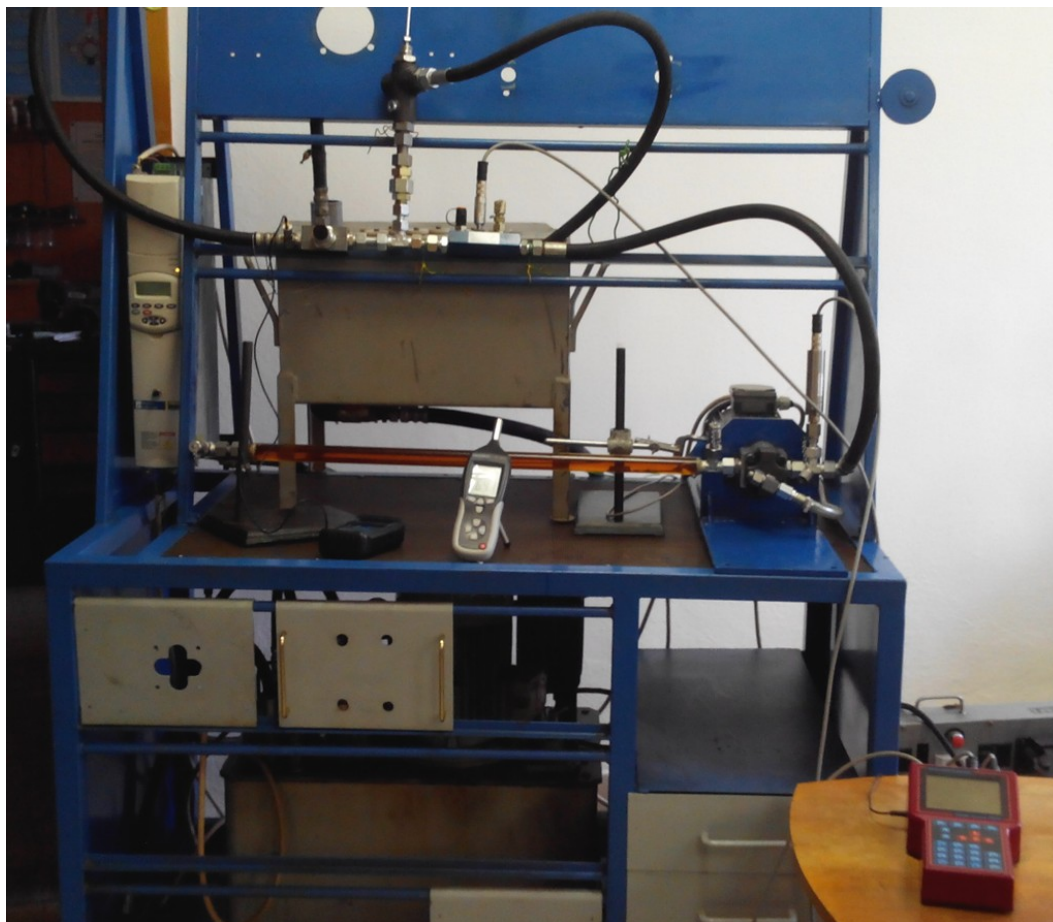
Popis obvodu

Hydraulický obvod je sestaven podle obrázku 3.1. Elektromotor je propojen s měničem otáček, který je znázorněn na obrázku 3.2. Tlak p je měřen přímo za hydrogenerátorem. Jako zátěž je použit škrticí ventil. Obvod obsahuje dvě nádrže, jak je znázorněno na obrázku 3.1. Z horní nádrže N₂ stéká olej samospádem do dolní nádrže N₁. Pracovní kapalinou hydraulického obvodu je olej VG 46.



Obr 3.2 Měnič otáček

Celý hydraulický obvod je znázorněn na obrázku 3.3



Obr 3.3 Celkový pohled na hydraulický obvod

3.2 Měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik

Měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik obsahuje šest vstupů, do kterých je možné připojit snímače pro měření veličin, jako jsou například teplota, tlak, moment, průtok a jiné. První čtyři vstupy jsou analogové, další dva jsou frekvenční. Naměřené veličiny je možné zaznamenávat do paměti přístroje a následně je přenést do počítače, nebo je odečítat přímo z displeje. Přístroj dále umožňuje přímo zobrazovat rozdíl dvou veličin [10].

3.3 Postup měření

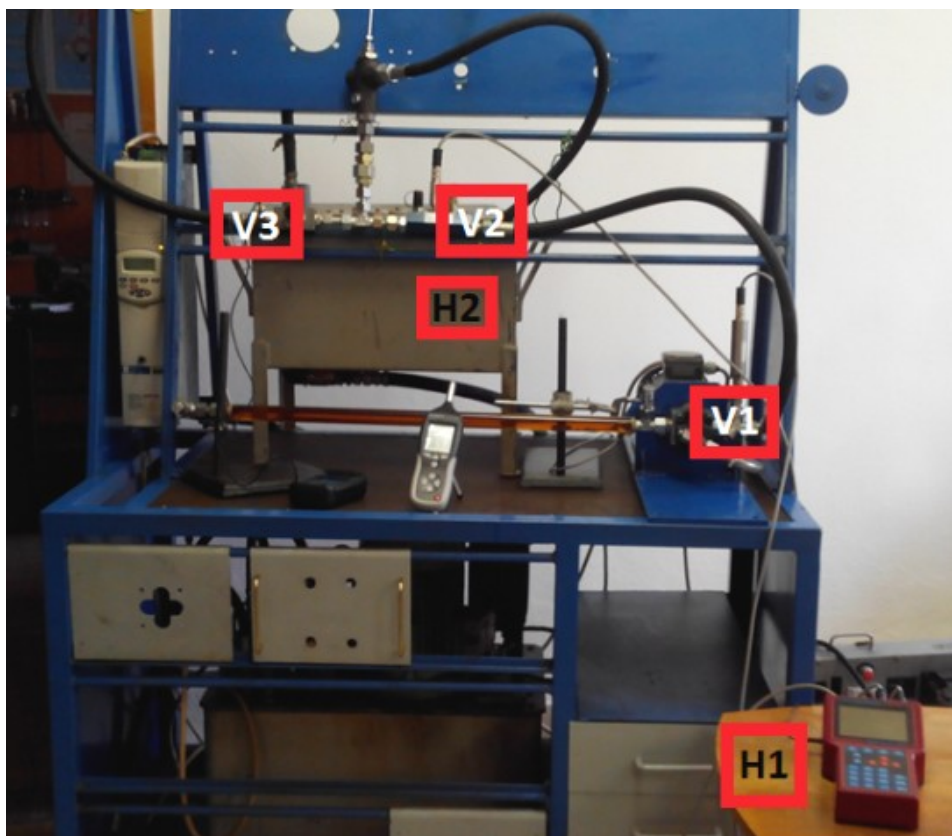
Po zapojení obvodu podle obrázku 3.1 se v přístroji M5050 Hydrotechnik nastavily požadované veličiny. Každá veličina se zobrazovala na jednom kanálu, který bylo třeba nakonfigurovat, tzn. zadat požadované hodnoty, které jsou znázorněny na každém čidle. Měření se ukládalo do paměti přístroje každé dvě milisekundy po dobu tří sekund.

Hluk, tzn. hladina akustického tlaku L_{pA} , se měřil pomocí přístroje VOLCRAFT SL-400, který je zobrazen na obrázku 3.4.



Obr. 3.4 Hlukoměr VOLCRAFT SL-400

Každé měření hluku se provádělo na dvou místech. První se nacházelo na stole vedle měřicího přístroje M5050 Hydrotechnik, druhé bylo ve větší blízkosti systému – poblíž průtokoměru. Obě pozice pro měření hluku – H1 a H2 – jsou znázorněny na obrázku 3.5. U každého měření se zaznamenávala nejvyšší dosažená hodnota hluku pro každé místo.



Obr 3.5 Hydraulický obvod s vyznačenými měřicími místy

Mechanické vibrace byly měřeny pomocí vibrometru EXTECH 407860, který je zobrazen na obrázku 3.6.



Obr. 3.6 Vibrometr EXTECH 407860

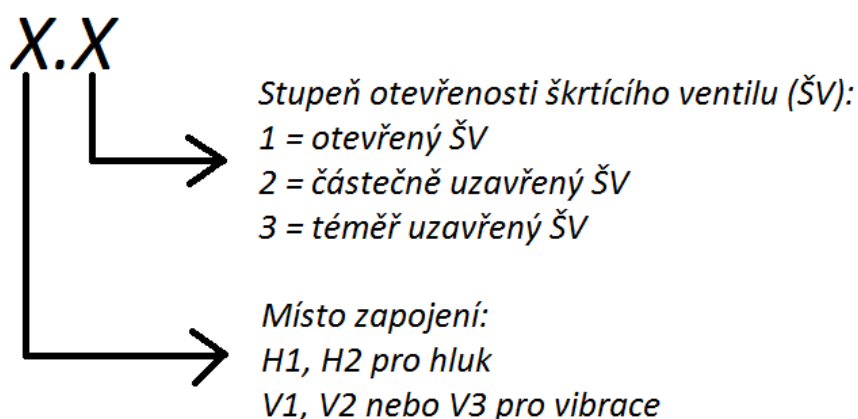
Vibrace se měřily na třech místech, které jsou znázorněny na obrázku 3.5. Detailní pohled na každé měřící místo je znázorněn na obrázku 3.7. Vlevo je znázorněna pozice snímače vibrací 1, uprostřed pozice 2 a vpravo pozice 3.



Obr 3.7 Tři pozice pro měření vibrací

Podobně jako u hluku se i u vibrací musel snímač v průběhu měření přesunout z jednoho měřicího místa na druhé. Pro každé místo se opět zaznamenávaly pouze maximální hodnoty vibrací.

Měření se provádělo při různých otáčkách hydrogenerátoru. Počet měření v každé sérii byl limitován kapacitou horní nádrže, ze které stékal olej do dolní nádrže samospádem, proto po provedení cca. 6 měření bylo nutné přibližně hodinu a půl počkat, než olej steče. Poté bylo možné pokračovat v měření. Celkem bylo provedeno šest sérií měření. První a druhá série měření byly prováděny s otevřeným škrťacím ventilem. Třetí a čtvrtá série s částečně uzavřeným a pátá a šestá série s téměř uzavřeným škrťacím ventilem. Po třetí sérii měření byl vyměněn dvě stě barový snímač tlaku na šedesátí barový, aby bylo dosaženo přesnějších hodnot měření. Rozdělení měření podle stupně otevření škrťacího ventilu a podle místa zapojení je znázorněno na obrázku 3.8. Například měření hluku na prvním místě při otevřeném škrťacím ventilu bude mít označení H1.1. Do tohoto měření spadá první a druhá série měření, což činí celkem 11 hodnot, každá pro jiné otáčky n.

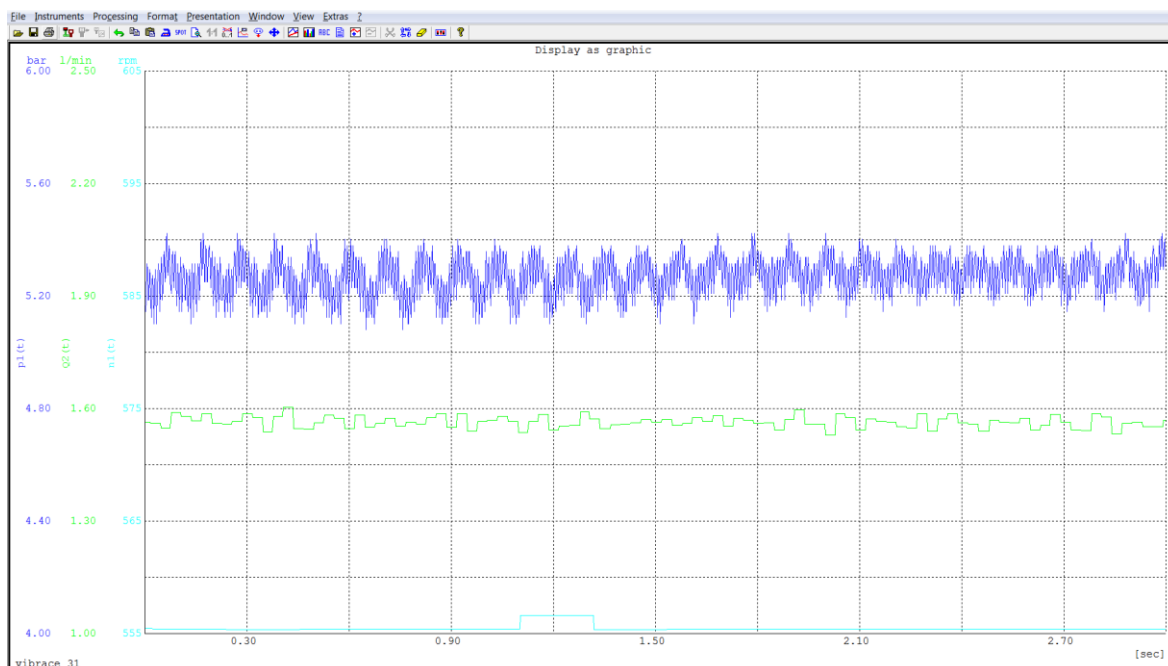


Obr 3.8 Značení měření

Tlak a průtok byly měřeny pouze na jednom místě. Označení je proto jednodušší. Například p.1 zahrnuje hodnoty tlaku při zcela otevřeném škrťacím ventilu.

3.4 Výsledky měření

Pro zobrazení výsledků zaznamenaných měřicím přístrojem M5050 Hydrotechnik byla použita počítačová aplikace Hydrowin32 od společnosti Hydrotechnik. Na obrázku 3.9 jsou vidět průběhy tlaku, průtoku a otáček v závislosti na čase, které změřil měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik.



Obr. 3.9 Příklad měření pomocí přístroje M5050 Hydrotechnik

3.4.1 Hluk a vibrace

Tabulkové zpracování výsledků hluku a vibrací je znázorněno v tabulkách 3.1 a 3.2. K vytvoření tabulek a grafů byl použit program Excel společnosti Microsoft. U měření s vysokými otáčkami vznikala kavitace. Výsledky těchto měření jsou v tabulkách zvýrazněny červenou barvou.

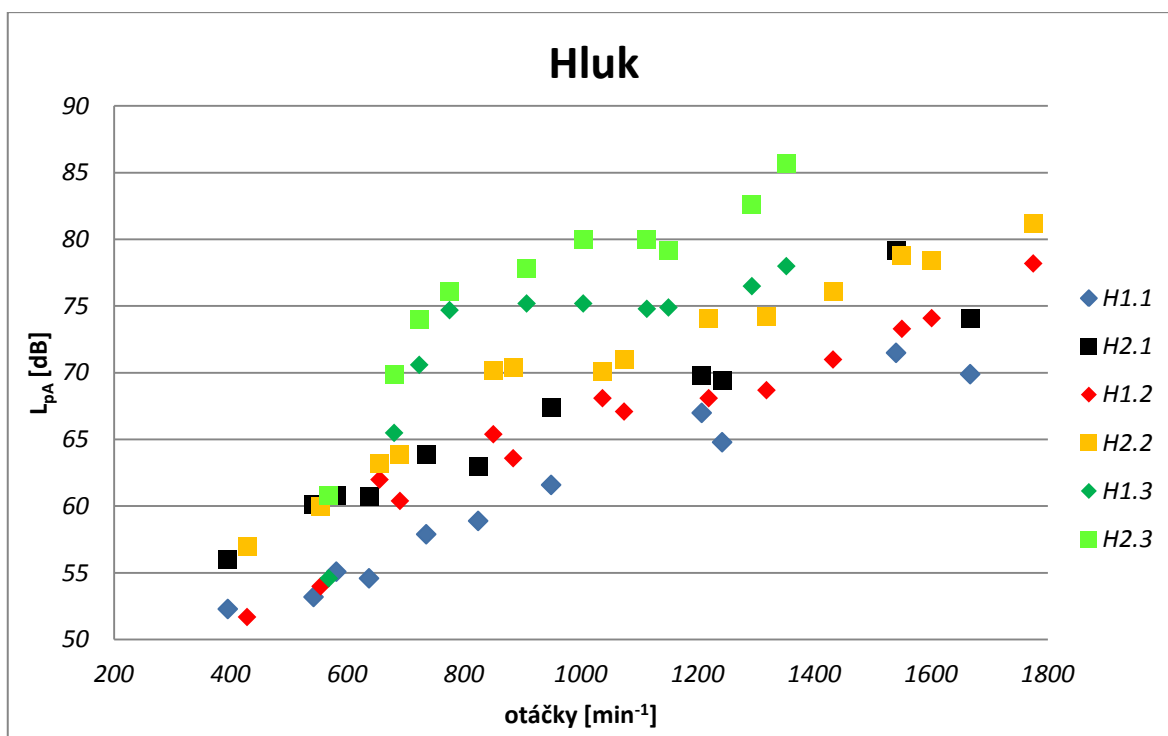
Tab. 3.1 Naměřené hodnoty při otevřeném škrťacím ventilu

Stupeň otevření ŠV	Otáčky n		Hladina L_{pA}		Maximální výchylka y_m		
	Pozice		H1	H2	V1	V2	V3
	Č. měření	$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{dB}]$	$[\text{dB}]$	$[\text{mm}]$	$[\text{mm}]$	$[\text{mm}]$
1	1	395	52.3	56	0.012		0.007
	2	581	55.1	60.8	0.033		0.01
	3	824	58.9	63	0.032		0.011
	4	1242	64.8	69.4	0.049		0.011
	5	1667	69.9	74.1	0.076		0.042
	6	542	53.2	60.1	0.015		0.009
	7	637	54.6	60.7	0.021		0.009
	8	735	57.9	63.9	0.03		0.01
	9	949	61.6	67.4	0.032		0.011
	10	1207	67	69.8	0.04		0.013
	11	1540	71.5	79.2	0.063		0.024

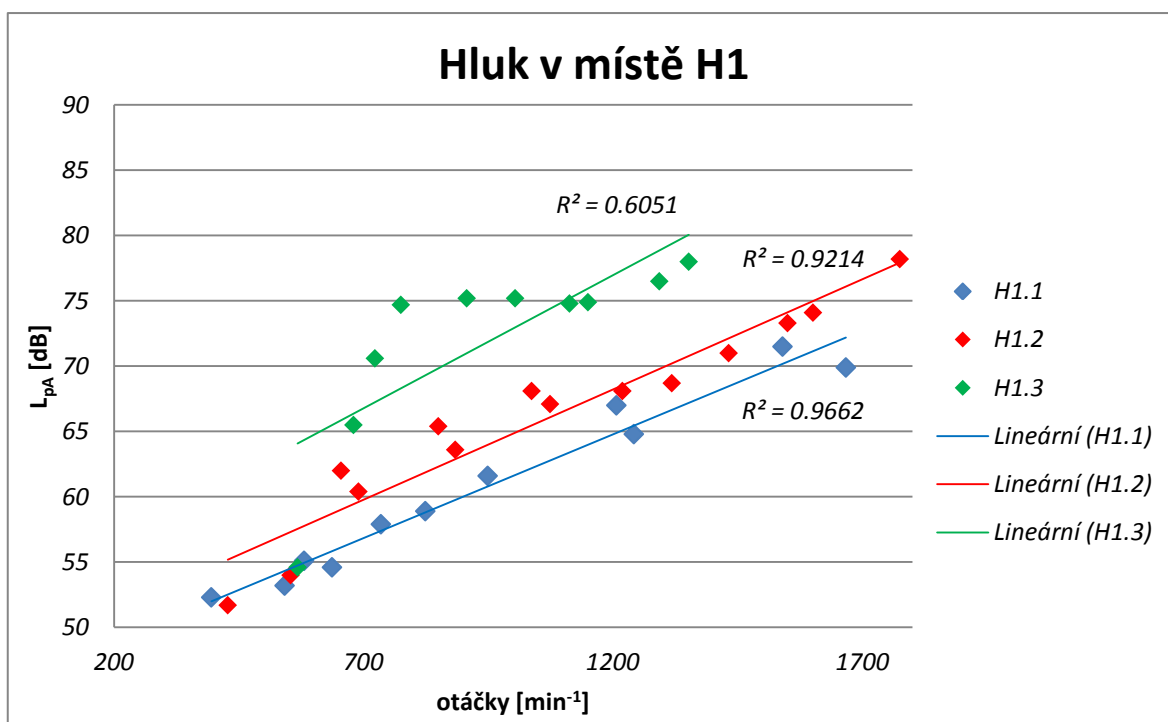
Tab. 3.2 Naměřené hodnoty při částečně uzavřeném a téměř uzavřeném škrtícím ventilu

Stupeň otevření ŠV			Otáčky n		Hladina L_{pA}		Maximální výchylka y_m		
	Pozice				H1	H2	V1	V2	V3
	Č. měření		[min ⁻¹]		[dB]	[dB]	[mm]	[mm]	[mm]
2	1		428		51.7	57	0.014	0.011	
	2		655		62	63.2	0.025	0.018	
	3		850		65.4	70.2	0.031	0.022	
	4		1074		67.1	71	0.049	0.031	
	5		1219		68.1	74.1	0.05	0.034	
	6		1432		71	76.1	0.056	0.041	
	7		1601		74.1	78.4	0.076	0.053	
	8		554		54	60	0.016	0.014	
	9		690		60.4	63.9	0.019	0.016	
	10		884		63.6	70.4	0.026	0.015	
	11		1037		68.1	70.1	0.047	0.03	
	12		1318		68.7	74.2	0.047	0.04	
	13		1550		73.3	78.8	0.072	0.044	
	14		1775		78.2	81.2	0.07	0.035	
3	1		568		54.6	60.8	0.025	0.009	0.008
	2		680		65.5	69.9	0.029	0.011	0.009
	3		723		70.6	74	0.029	0.013	0.012
	4		775		74.7	76.1	0.032	0.014	0.011
	5		907		75.2	77.8	0.032	0.014	0.01
	6		1150		74.9	79.2	0.035	0.036	0.04
	7		1004		75.2	80	0.06	0.029	0.02
	8		1113		74.8	80	0.058	0.05	0.039
	9		1293		76.5	82.6	0.074	0.058	0.05
	10		1352		78	85.7	0.063	0.05	0.042

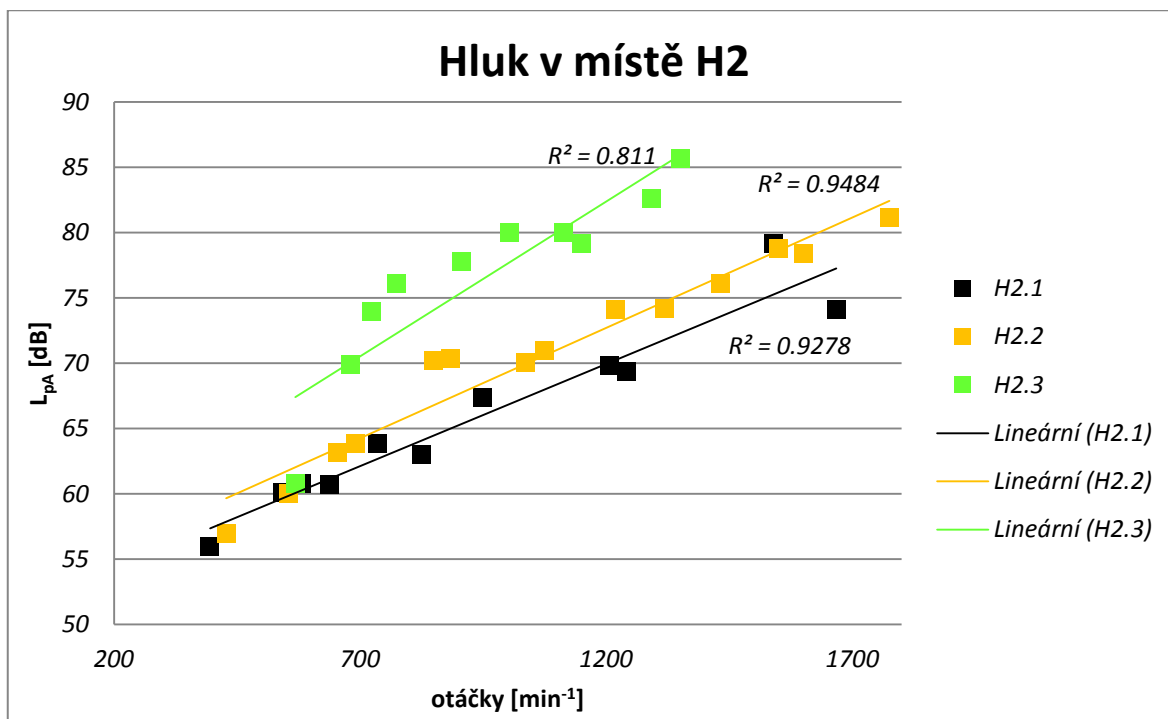
Grafické zpracování výsledků hluku je znázorněno v grafech 3.1 – 3.6.



Graf 3.1 Celkové znázornění závislosti hladiny akustického tlaku na otáčkách hydrogenerátoru

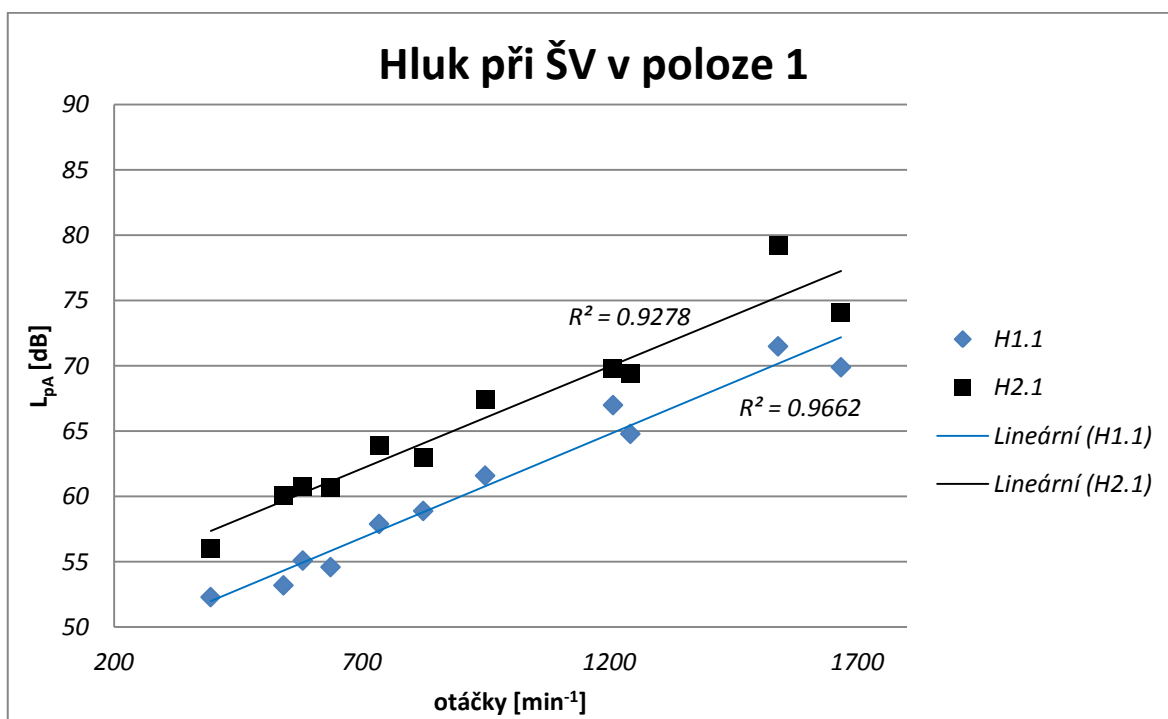


Graf 3.2 Hladina akustického tlaku v místě H1

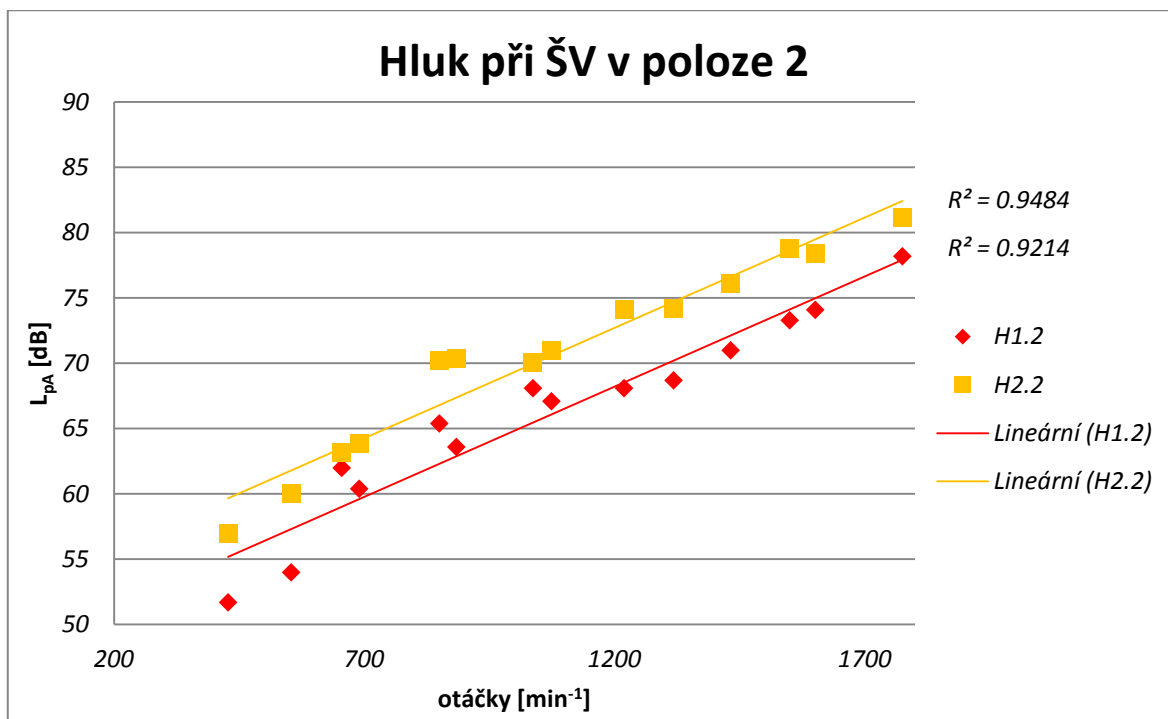


Graf 3.3 Hladina akustického tlaku v místě H2

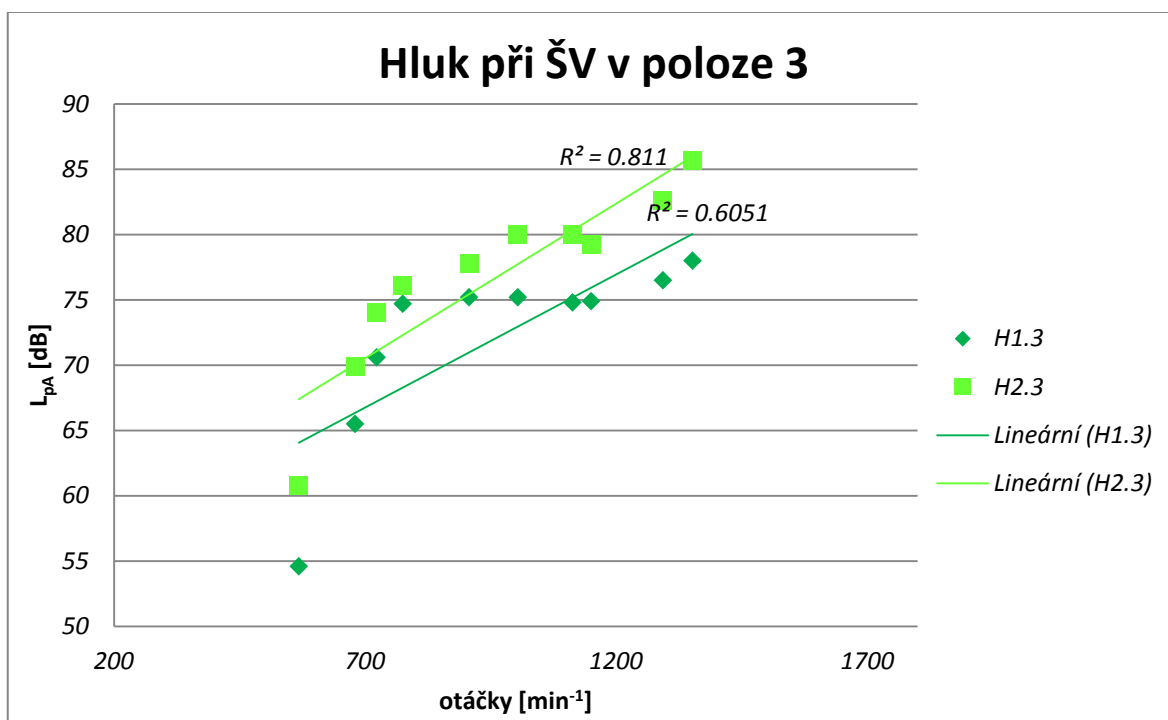
Z grafů 3.2 a 3.3 je patrné, že při uzavírání škrticího ventilu roste hluk, který systém vydává.



Graf 3.4 Hladina akustického tlaku při otevřeném škrtícím ventilu



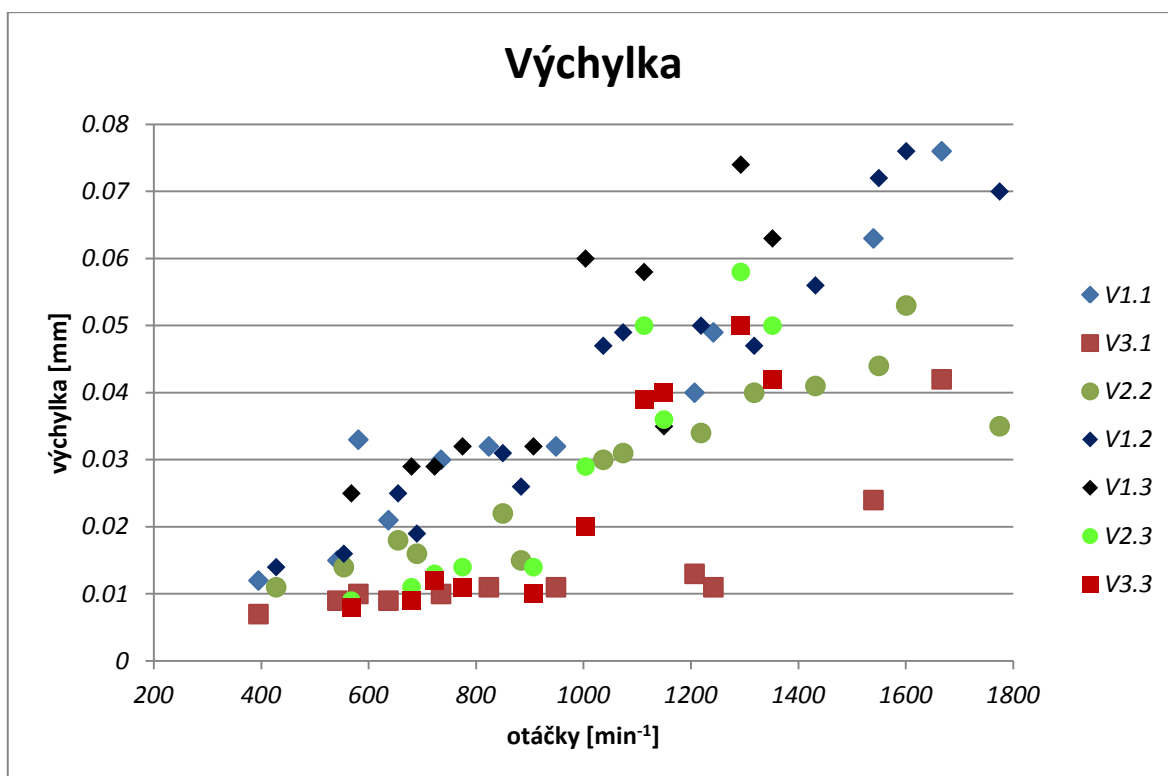
Graf 3.5 Hladina akustického tlaku při částečně uzavřeném škrťacím ventilu



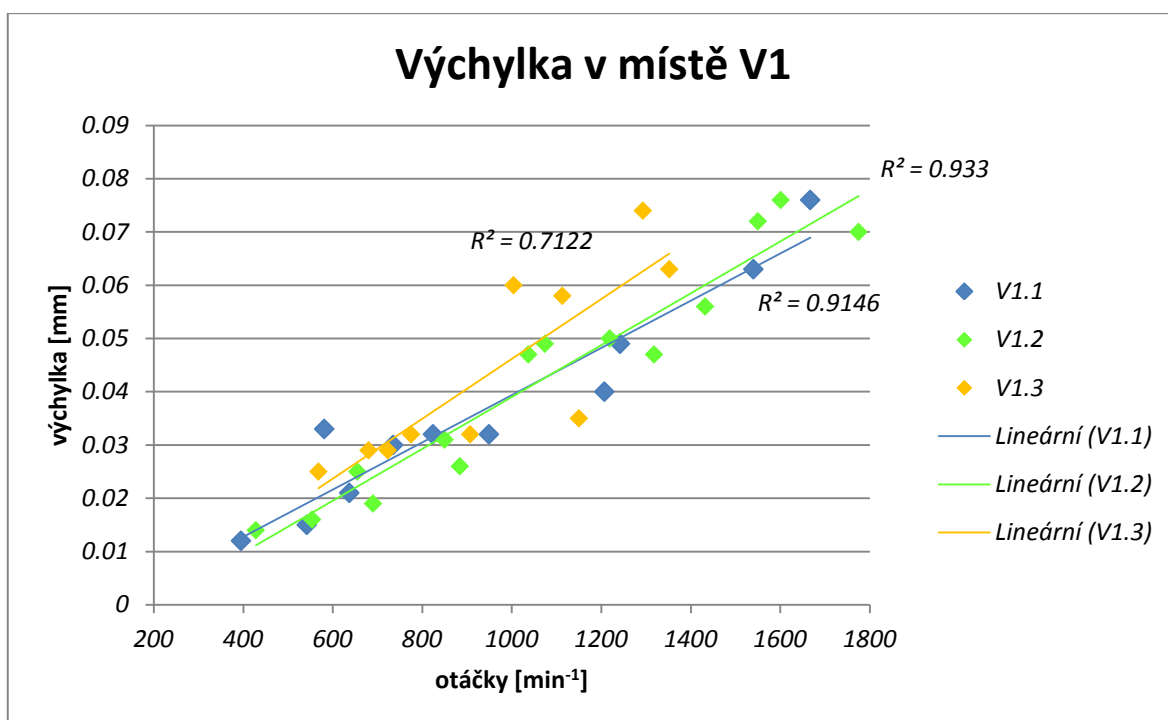
Graf 3.6 Hladina akustického tlaku při téměř uzavřeném škrťacím ventilu

Z grafů 3.4 – 3.6 je patrné, že hluk ve větší blízkosti systému je větší než na vzdálenějším místě. Tento rozdíl je pro většinu odpovídajících si hodnot přibližně konstantní.

Grafické zpracování výsledků vibrací je znázorněno v grafech 3.7 – 3.13.

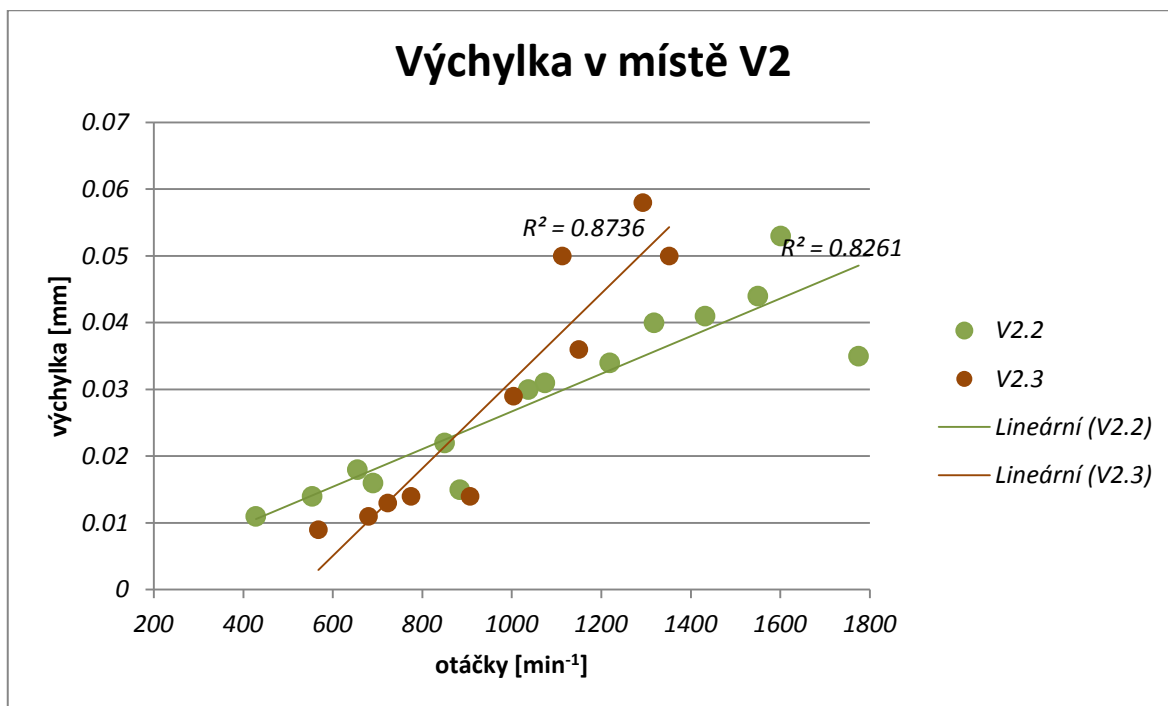


Graf 3.7 Celkové znázornění závislosti maximální výchylky na otáčkách hydrogenerátoru

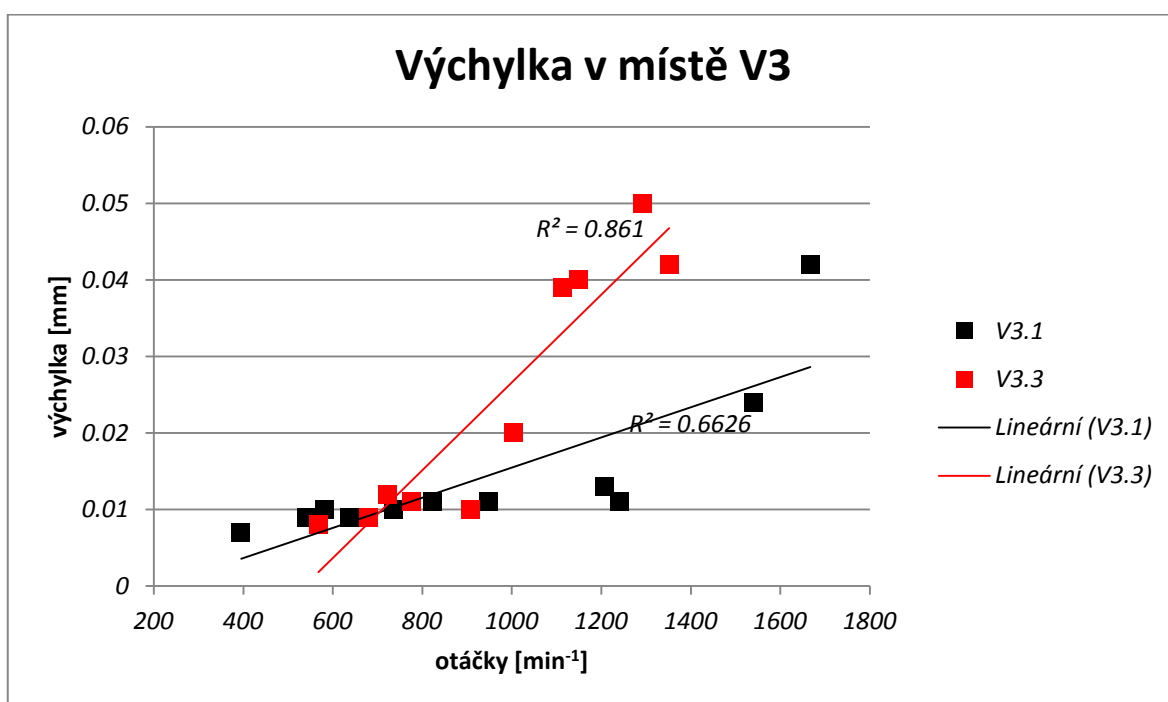


Graf 3.8 Výchylka v místě V1

Z grafu 3.8 je vidět, že výchylka v místě V1 se s uzavíráním škrtícího ventilu nezvyšovala tak znatelně, jak tomu bylo u hluku, menší nárůst však patrný je. Zejména mezi druhou a třetí polohou škrtícího ventilu.

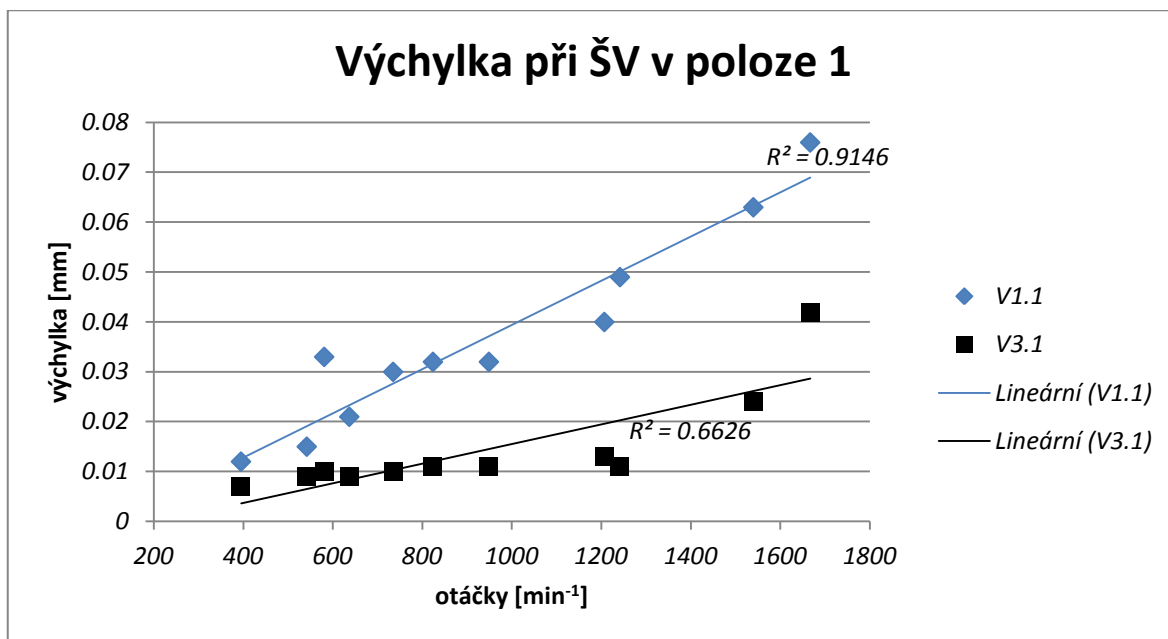


Graf 3.9 Výchylka v místě V2

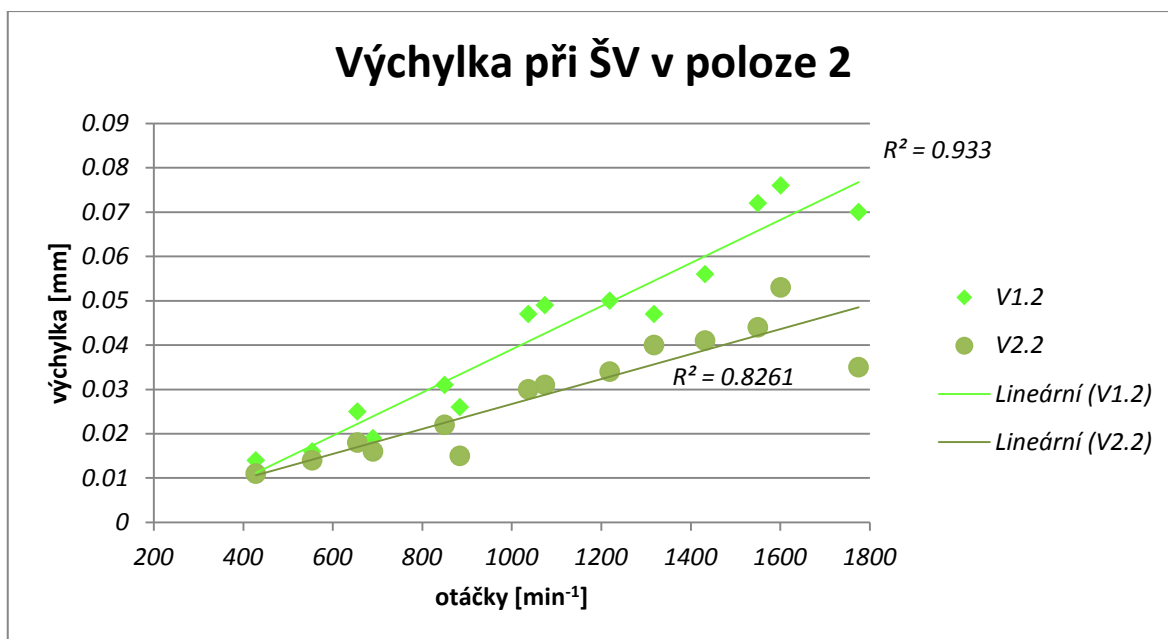


Graf 3.10 Výchylka v místě V3

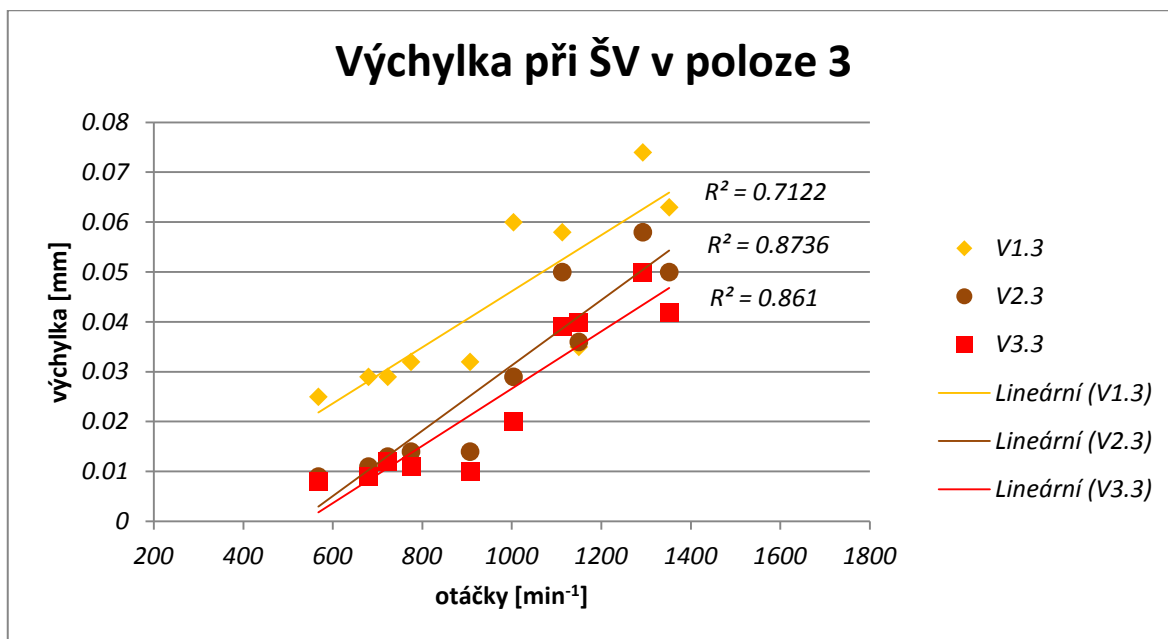
Z grafů 3.9 a 3.10 je možné vyčíst, že při uzavírání škrticího ventilu se začala výchylka radikálně zvyšovat až při vyšších otáčkách. Při nižších otáčkách nehrála míra uzavření škrticího ventilu roli.



Graf 3.11 Výchylka při otevřeném škrtícím ventilu



Graf 3.12 Výchylka při částečně uzavřeném škrtícím ventilu



Graf 3.13 Výchylka při téměř uzavřeném škrťicím ventilu

Z grafů 3.10 – 3.13 je možné vyčíst, že největší vibrace jsou v místě V1, to znamená za hydrogenerátorem. Vibrace v místě V2 a V3 se příliš neliší. Přímou je možné srovnat pouze v grafu 3.13, ve kterém je výchylka vibrací průměrně nepatrně vyšší v místě V2.

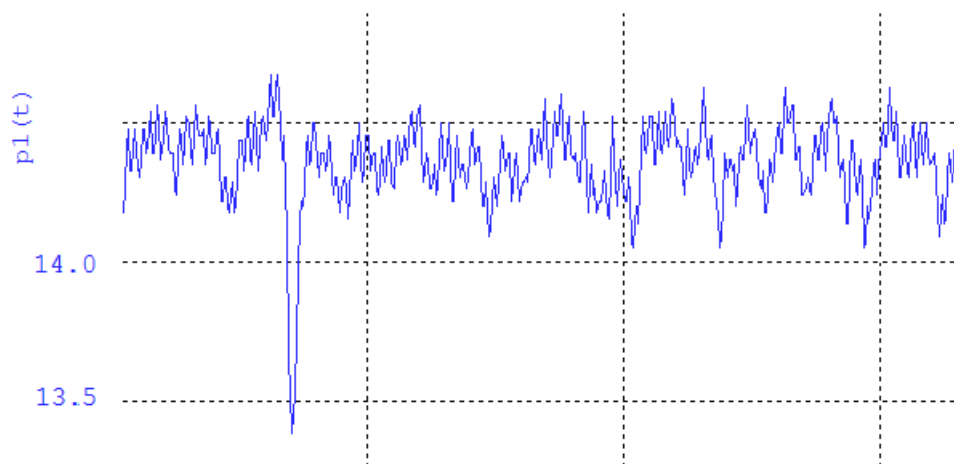
4.3.2 Tlak a průtok

Z průběhů, které měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik zaznamenal, byly určeny minimální a maximální hodnoty tlaku a průtoku. Poté se z nich vypočítala amplituda. Například u průtoku podle vzorce:

$$Q_0 = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{2} \quad (47)$$

Amplituda u tlaku se vypočítala obdobně.

Podobně jako u hluku a vibrací jsou v tabulkách 3.3 a 3.4, které zobrazují výsledky tlaku a průtoku, červeně zabarveny měření, která jsou postižená kavitací. V takových měřeních docházelo k ojedinělým hlubokým propadům tlaku a průtoku. Tyhle propady do výpočtu amplitudy nebyly započítány, aby měření bylo méně zatížené chybou způsobenou kavitací. Příklad propadu je znázorněn na obrázku 3.10.



Obr. 3.10. Ojedinělý propad průtoku při kavitaci

Tab. 3.3 Tlak a průtok při otevřeném škrtícím ventilu

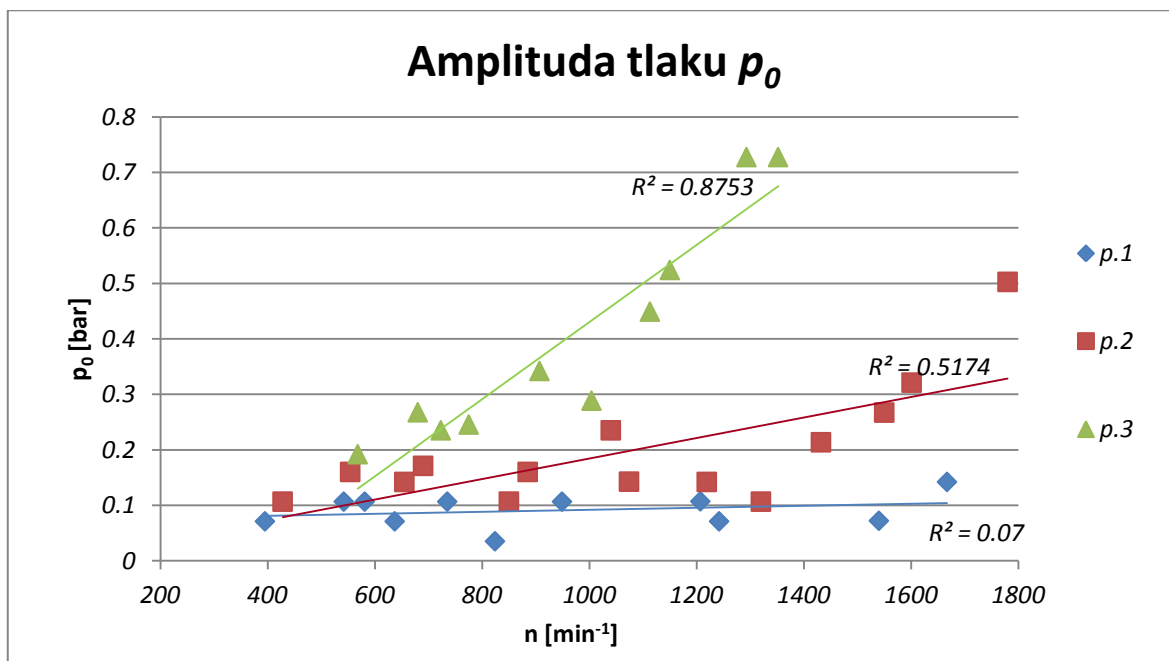
Stupeň otevření ŠV		n	p_{max}	p_{min}	p_0	Q_{max}	Q_{min}	Q_0
	Č. měření	[min ⁻¹]	[bar]	[bar]	[bar]	[l/min]	[l/min]	[l/min]
1	1	395	0.671	0.528	0.0715	1.002	0.953	0.0245
	2	581	1.028	0.814	0.107	1.688	1.638	0.025
	3	824	1.384	1.313	0.0355	2.734	2.632	0.051
	4	1242	2.241	2.098	0.0715	4.684	4.585	0.0495
	5	1667	2.669	2.384	0.1425	5.555	5.25	0.1525
	6	542	0.885	0.671	0.107	1.559	1.51	0.0245
	7	637	1.028	0.885	0.0715	1.935	1.859	0.038
	8	735	1.242	1.028	0.107	2.35	2.284	0.033
	9	949	1.67	1.456	0.107	3.314	3.227	0.0435
	10	1207	2.17	1.955	0.1075	4.493	4.406	0.0435
	11	1540	2.241	2.096	0.0725	4.778	4.588	0.095

Tab. 3.4 Tlak a průtok při částečně uzavřeném a téměř uzavřeném škrtícím ventilu

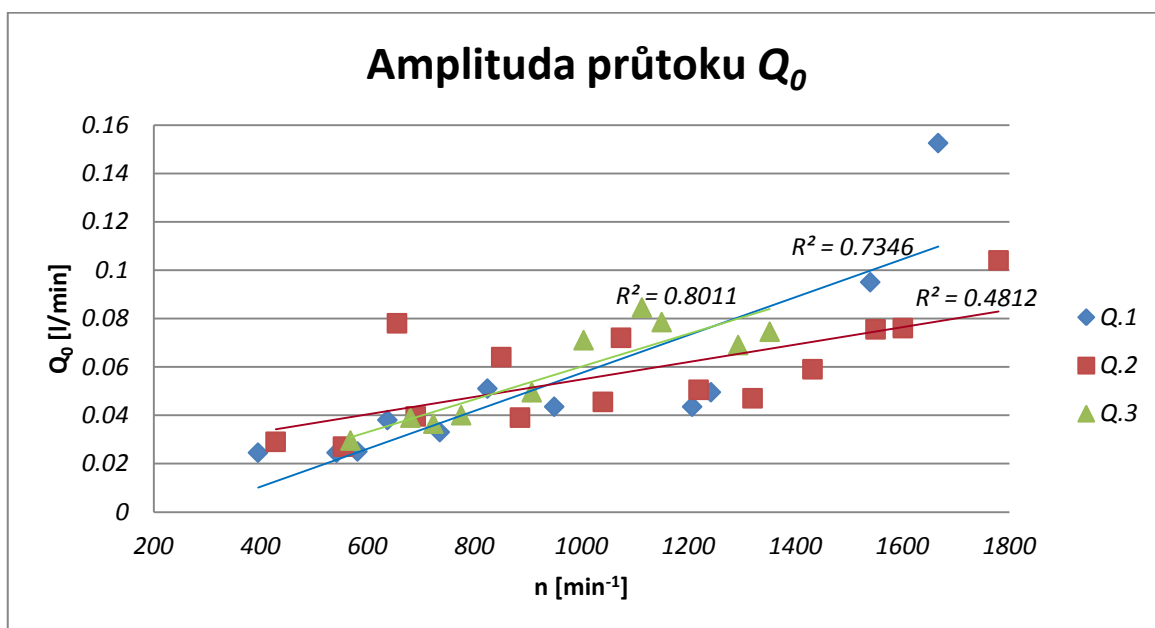
Stupeň otevření ŠV		n	p_{max}	p_{min}	p_0	Q_{max}	Q_{min}	Q_0
	Č. měření	[min ⁻¹]	[bar]	[bar]	[bar]	[l/min]	[l/min]	[l/min]
2	1	428	3.954	3.74	0.107	1.105	1.047	0.029
	2	655	6.594	6.309	0.1425	1.985	1.829	0.078
	3	850	8.022	7.808	0.107	2.834	2.706	0.064
	4	1074	9.949	9.663	0.143	3.868	3.724	0.072
	5	1219	11.59	11.305	0.1425	4.531	4.43	0.0505
	6	1432	13.945	13.517	0.214	5.414	5.296	0.059
	7	1601	14.445	13.802	0.3215	5.591	5.439	0.076
	8	554	5.424	5.103	0.1605	1.592	1.538	0.027
	9	690	6.816	6.473	0.1715	2.142	2.063	0.0395
	10	885	8.571	8.25	0.1605	2.989	2.911	0.039
	11	1040	9.749	9.278	0.2355	3.691	3.6	0.0455
	12	1320	12.661	12.447	0.107	5.015	4.921	0.047
	13	1550	14.202	13.667	0.2675	5.579	5.428	0.0755
	14	1780	14.716	13.71	0.503	5.743	5.535	0.104

Stupeň otevření ŠV		n	p_{max}	p_{min}	p_0	Q_{max}	Q_{min}	Q_0
	Č. měření	[min ⁻¹]	[bar]	[bar]	[bar]	[l/min]	[l/min]	[l/min]
3	1	568	13.11	12.725	0.1925	1.376	1.317	0.0295
	2	680	22.21	21.674	0.268	1.703	1.625	0.039
	3	723	23.216	22.745	0.2355	1.858	1.785	0.0365
	4	775	24.329	23.837	0.246	2.026	1.946	0.04
	5	907	27.305	26.62	0.3425	2.524	2.425	0.0495
	6	1150	31.887	30.838	0.5245	3.336	3.179	0.0785
	7	1004	27.262	26.684	0.289	3.069	2.927	0.071
	8	1113	30.731	29.832	0.4495	3.461	3.292	0.0845
	9	1293	33.514	32.058	0.728	3.754	3.616	0.069
	10	1352	33.985	32.529	0.728	3.823	3.674	0.0745

Graficky jsou amplitudy tlaku a průtoku zobrazeny v grafech 3.14 a 3.15.



Graf 3.14 Amplitudy tlaku v závislosti na otáčkách hydrogenerátoru



Graf 3.15 Amplitudy průtoku v závislosti na otáčkách hydrogenerátoru

Z obou grafů je patrné, že s rostoucími otáčkami obecně rostou amplitudy tlaku a průtoku. U tlaku je tato závislost viditelnější než u průtoku. Z grafu 3.14 vidíme, že s postupným uzavíráním škrticího ventilu se zrychluje tempo nárůstu amplitud. U měření s otevřeným škrticím ventilem je amplituda tlaku téměř konstantní, zatímco při téměř uzavřeném škrticím ventilem amplituda s rostoucími otáčkami výrazně roste.

4.3.3 Perioda tlakových kmitů

Posledním sledovaným aspektem měření byla perioda pulzací tlakových kmitů. Perioda se spočítá ze známého vztahu:

$$T = \frac{1}{n} \quad (48)$$

V programu hydrowin32 byly pomocí funkce spot, která ukazuje hodnoty všech měřených veličin v zvoleném místě grafu, odečteny hodnoty času t , při kterých byl tlak na lokálním minimu. Tyto časy byly nazvány t_m . Čas t_t je teoretický čas, který získáme, přičítáním násobků vypočítané periody T_v k prvnímu měřenému času t_{m0} . Při odečtení dvou sousedních hodnot času t_m byly získány doby periody T . Pro zpřesnění byla vypočtena průměrná hodnota $T_{prům}$. Konkrétní příklad je uveden v tabulce 3.4 a na obrázku 3.11.

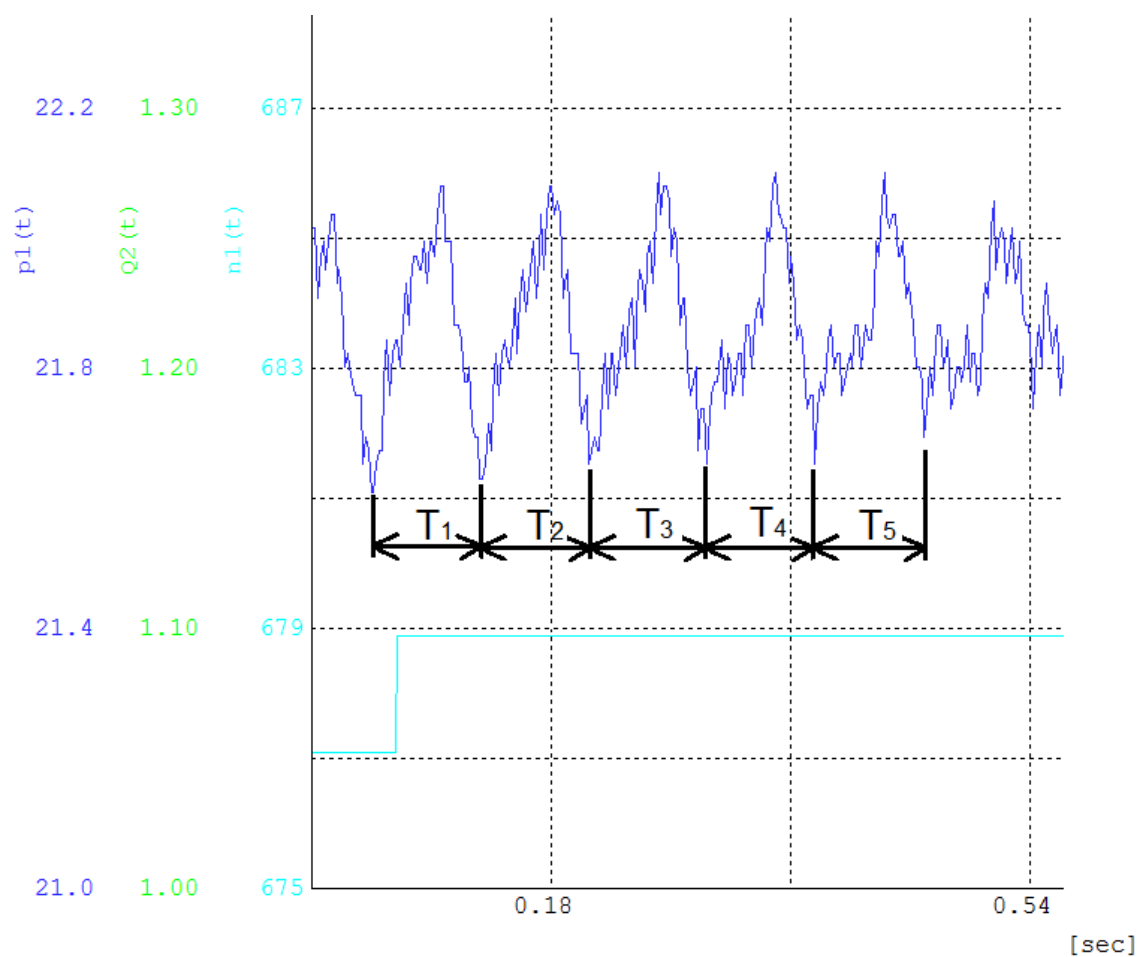
Tab. 3.5 Výpočet periody tlakových kmitů

	t_m	t_t	T
	[s]	[s]	[s]
0	0.046		
1	0.13	0.134	0.084
2	0.212	0.213	0.082
3	0.3	0.289	0.088
4	0.38	0.366	0.08
5	0.46	0.440	0.08

n	n	T_v
[min ⁻¹]	[s ⁻¹]	[s]
680	11.333	0.0882

$T_{prům}$	0.0828
------------	--------

Z vypočítaných hodnot v tabulce 3.5 je vidět, že průměrná perioda pulzací tlaku $T_{prům}$ je přibližně stejná jako vypočítaná perioda T_v . Tím se potvrdilo, že perioda kmitání tlakových pulsů koresponduje s budící frekvencí hydrogenerátoru. Tohle tvrzení platí zejména u měření s nižšími otáčkami. Lze říci, že čím vyšší byly otáčky, tím složitější bylo periodu identifikovat. U měření postižených kavitací to bylo prakticky nemožné.



Obr. 3.11 Výpočet periody tlakových kmitů

4. Závěr

Cílem této práce bylo vyhodnotit chování hydraulického obvodu při měnících se parametrech systému. Měření bylo prováděno v laboratoři Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení na VŠB-TU Ostrava.

První část této práce je věnována teoretickému rozboru. Jsou v ní popsány všechny důležité veličiny, které se vyskytly při měření v experimentální části. Nejprve jsou popsány důležité vlastnosti kapalin, například modul pružnosti kapaliny. Další kapitoly jsou věnovány třem metodám stanovení vlastní frekvence – empirickým vztahům, matematickému modelování a experimentálnímu měření. V poslední kapitole teoretické části je popsán hluk a vibrace.

Experimentální část této práce obsahuje schéma hydraulického obvodu, specifikaci jednotlivých prvků a přístrojů, popis obvodu, popis měření a vyhodnocení výsledků. Výsledky jsou vyhodnoceny ve formě tabulek a grafů. K měření byly použity tři přístroje. Pro měření tlaku, průtoku a otáček byl použit měřicí přístroj M5050 Hydrotechnik. Hluk byl měřen pomocí hlukoměru VOLCRAFT SL-400 a vibrace pomocí vibrometru EXTECH 407860.

Měření probíhalo ve třech různých dnech. Je proto možné, že okolní podmínky při jednotlivých měřeních byly různé. Měření hluku těmito změnami poznamenané prakticky nebylo, protože systém vydával poměrně velké množství hluku, a tak ho hluk vydávaný jinými lidmi v budově téměř nemohl ovlivnit. Měření vibrací však mohlo být ovlivněno lidskou činností. Při měření hluku a vibrací byly navíc zjišťovány pouze maximální hodnoty, takže nebylo možné odstranit hodnoty, které by se výrazně odchylovaly od zbytku naměřených hodnot. Tyto obavy se však příliš nepotvrdily.

Kromě hluku a vibrací jsou v experimentální části vyhodnoceny výsledky měření tlaku, průtoku a periody kmitání. Při vysokých otáčkách začínala v pracovní kapalině vznikat kavitace a docházelo k ojedinělým hlubokým propadům tlaku a průtoku. Tyhle propady sice do výpočtu amplitudy nebyly započítány, přesto tím však mohly vznikat znatelné nepřesnosti. Ty se projevovaly například u určování periody. S rostoucími otáčkami se stávalo obtížnějším periodu identifikovat a při kavitaci už to nebylo možné vůbec.

Z měření je také patrné, že budicí frekvence hydrogenerátoru má významný vliv na dynamické chování systému – při zvyšování otáček hydrogenerátoru se obecně zvyšovaly amplitudy tlaku a průtoku. Zároveň rostl i hluk a mechanické vibrace systému.

Dynamické vlastnosti hydraulických systémů není dobré podceňovat. Pokud by vlastní frekvence hydraulického systému byla přibližně rovna budicí frekvenci systému, mohly by vznikat nekontrolované tlakové a průtokové kmity, které by v krajním případě mohly vést k destrukci systému. Proto je nutné vzniku tlakových špiček předcházet.

Seznam použité literatury

- [1] SIVÁK, Václav. *Projektování hydraulických systémů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
- [2] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Dynamika tekutinových mechanismů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1995, 166 s. ISBN 80-7078-297-8.
- [3] DVOŘÁK, Lukáš. *Vlastnosti tekutin* [online]. VŠB-TU Ostrava. 2010. [cit. 11.3.2015]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/vlastnosti%20tekutin.pdf>
- [4] VAŠINA, Martin a HRUŽÍK, Lumír. Dynamické vlastnosti hydraulických systémů. *Hydraulika a pneumatika*. Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku. Ulbrich, 2003, roč. V, č. 1, s. 15 – 17, ISSN 1335-5171.
- [5] VAŠINA, Martin. Metody stanovení vlastní frekvence v hydraulických systémech. *Hydraulika a pneumatika*. Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku. HYDROPNEUTECH, s. r. o. Žilina, 2005, roč. VII, č. 1 - 2, s. 3 – 6, ISSN 1335-5171.
- [6] KOZUBKOVÁ, Milada. *Simulace a modelování hydraulických systémů* [online]. VŠB-TU Ostrava. 2009. [cit. 21.3.2015]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf>
- [7] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace*. Měření a hodnocení. Sdělovací technika 2008. 250 s. IBSN 8090193625.
- [8] VAŠINA, Martin. *Základní pojmy a veličiny v akustice* [online]. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. [cit. 25.3.2015]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_02.pdf
- [9] VAŠINA, Martin. *Decibelové veličiny v akustice, kmitočtová pásma* [online]. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. [cit. 25.3.2015]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_03.pdf
- [10] PŘIKRYL, Robert. *Měření průtokové charakteristiky rotačního převodníku*. Ostrava, 2014. Bakalářská práce. VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení. [cit. 1.4.2015]. Dostupné z: <http://dspace.vsb.cz/handle/10084/105107>